ISSN 0338—9781

BULLETIN OF NATIONAL RESEARCH INSTITUTE OF FISHERIES ENGINEERING

No. 2 March 1981

水産工学研究所報告

第 2 号

昭和 56 年 3 月

LIBRARY

NOV 5 1981

National Marine Fisheries Service
2570 Dole Street
Honolulu, Hawaii

水 産 庁

水 産 工 学 研 究 所

NATIONAL RESEARCH INSTITUTE OF
FISHERIES ENGINEERING
FISHERIES AGENCY

Digitized by the Internet Archive
in 2026

https://archive.org/details/bulletin-of-national-research-institute-of-fisheries_1981-03_2

水産工学研究所報告　第2号

目　　次

波による循環流工に関する実験的研究 ……杜多　哲…… 1
中村　充

水平円柱に作用する波力に関する研究 ……上北　征男……13

水深の変化する二次元二層界面長波 ……木村　晴保……25

異方正規圧密粘性土の変形特性 ……大槇　正紀……33

指定の船型要素を持つ漁船船型の電算機による簡易設計法 ……土屋　孟……47

高速沿岸漁船の船尾形状について ……鈴木　四郎……61
小林　務

漁船機関におけるA／Cブレンド油の使用について ……小田　健一……75

オッターボードの抵抗および展開力について ……小山　武夫……95
工藤　孝雄
大場　修

網地応力脚応力分布測定機の開発とその試験結果 ……下崎　吉矩… 105
大沢　要一

BULLETIN OF
NATIONAL RESEARCH INSTITUTE OF
FISHERIES ENGINEERING

No. 2

Contents

Satoru TODA and Makoto NAKAMURA
Experimental Study on Wave-induced Circulation Related to Offshore Structure 1

Yukio UEKITA
Wave Force on Submerged Horizontal Cylinder 13

Haruyasu KIMURA
Interfacial Long Waves in a Two-dimensional Basin with Gentle Sloping Bed 25

Seiki OHMAKI
Deformation Characteristics of Anisotropically, Normally Consolidated Cohesive Soil 33

Tsutomu TSUCHIYA
Computer Aided Design Procedure of Fishing Boat's Hull Form Having Desired Form Parameters 47

Shiro SUZUKI and Tsutomu KOBAYASHI
A Study of the Stern Forms of the High-speed Coastal Fishing Boats 61

Ken'ichi ODA
Burning of Blended Fuel on Fishing Boat Engine 75

Takeo KOYAMA, Takao KUDO and Osamu ŌBA
Drag and Sheer of the Süberkrüb Type Trawl Boards 95

Yoshinori SHIMOZAKI and Yōichi ŌSAWA
On the Experimental Machine Devised for Determination in Breaking Stress of Webbings and the Result Tested 105

水工研報告 2
1981 pp. 1～11

波による循環流工に関する実験的研究

杜多 哲* ・中村 充*

目 次

1. 緒 言…… 1
1.1 目 的 …… 1
1.2 循環に影響する諸因子の分類と実験の範囲 … 1
2. 模型実験…… 2
2.1 潜堤上水深の変化による循環流の変化 …… 2
2.2 潜堤・堤防を組み合わせた場合の周期，波高の影響 …… 5
3. 循環流の生成機構と平均流速…… 7
3.1 潜堤前後の運動量変化と水位上昇 …… 7
3.2 循環流に沿う損失水頭 …… 8
3.3 ラジエーション・ストレス，透過波高の推算 …… 8
3.4 実測値との比較 …… 9
4. 結 言……10
5. 参考文献……10
Summary ……11

1. 緒 言

1.1 目 的

波の場に構造物を設置した場合に生ずる流れについては，模型実験[1]，数値計算[2]，観測[3][4]が行なわれているが，これらは，堤防あるいは，離岸堤についての研究がほとんどであり，その目的は主として堤周辺の海浜地形の形成におかれている。

一方，水産の分野では，大規模増殖場事業の進展に伴って，離岸潜堤あるいは，離岸潜堤と離岸堤を組み合わせた構造物を設置することにより，増殖場の造成を図ろうとする例が近年数多くなっている。こういった構造物を設置した場合に，構造物内側に対しての消波作用の他に，構造物を中心とした循環流の発生がみられ，これが沿岸海域において分散抑止の作用をもつことが指摘されている[5]。従って潜堤を中心とした構造物の配置，波の諸元等と，生ずる循環流の関係を調べ，さらにはそれが物質の分散に及ぼす影響を知ることにより増殖場造成の技術的発展に寄与することができると考えられる。

本研究を行なうに当たっては，水産工学研究所水産土木工学部の方々の，御協力御援助を頂いた。水槽実験は，当時東海大学海洋学部学生であった田井裕，小川猛，今中克也の各氏と協同で行なった。これら諸氏に心から感謝の意を表します。

1.2 循環に影響する諸因子の分類と実験の範囲

波の場に構造物（潜堤，防波堤）を配置した場合に，生ずる渦流はもちろん3次元的なものであり種々のスケールの渦を含んだものであるが，本研究では水平的でかつスケールの大きい循環流を対象とした。

この場合，循環流に影響する因子としては種々のものが考えられるが，それらを大きく分けると表1のようになる[6]。これらの諸因子を含んで統一的に扱うことが望ましいが，現在そこまでの研究は進んでいない。

本研究では，一様水深下において表1で記号を記した諸因子を考慮し（図1参照），これらのうち特に潜堤上水深の変化による循環流の変化，入射波諸元の変化によ

表1 循環流に影響する諸因子
Factors that influence the wave-induced circulation

- 対象海域の特性によるもの
  - 地形
    - 微地形（粗度）
    - 斜面勾配
  - 波浪
    - 周期（T）
    - 波高（H）
    - 入射角
  - 一般流
    - 流速
    - 流向
- 構造物によるもの
  - 構造物自体
    - 天端上高さ（h_D）
    - 構造物長さ（l）
    - 構造物幅（B）
    - 空隙率
    - 反射率（R）
    - 形
  - 配置
    - 構造物間の距離（l_3）
    - 潜堤と堤防の組み合わせ（l_1, l_2）
    - 離岸距離（l_D）
    - 砕波線との位置関係
    - ユニット数

* 水産土木工学部

る循環流の変化に焦点をあてて，実験を行なった。

2. 模型実験

実験は2種類の水槽（水槽Ⅰ，水槽Ⅱ）で行った。いずれの水槽にも底面に20cm間隔で格子を描き，構造物設置位置の決定，流速の測定などは，この格子を規準として行なった。

造波機はいずれもフラッター式のもので周期は0.52～2.53秒で可変であり造波板は水槽Ⅰでは縦75cm，横600cm，水槽Ⅱでは縦75cm，横700cmである。

いずれの実験においても，模型のない状態でのストロークと波高の関係を求め，実験に際しては，ストロークの読みに対応する波高を設定波高（H_i）とした。

実験は2ケースについて行なったが，各ケースの実験条件ならびに，測定項目を表2に示す。

表2　実験条件
Test run

	CASE 1		CASE 2	
	CASE1-1	CASE1-2	CASE2-1	CASE2-2
l_T(cm)	250	250	150	135
l_1(cm)	150	150	30	40
l_2(cm)	0	0	90	60
l_3(cm)	100	100	30	35
l_D(cm)	200	200	118	110
B(cm)	20	20	35.2	35.2
h(cm)	16	16	10	10
h_D(cm)	5.25	10.35	3.0	2.2
T(sec)	1.0	1.0	0.52 1.01 1.50	0.60 1.01 1.50
H_i(cm)	1.0～5.0	1.0～5.0	0.9～7.2	1.0～2.0

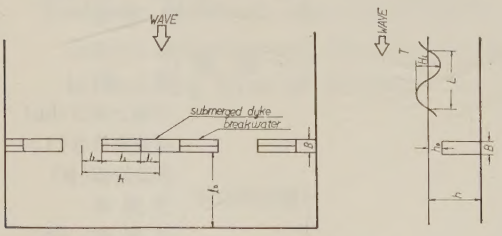


図1　実験の模式図と記号の説明
Definition sketch for an offshore submerged dyke and breakwater in experimental tank.

2.1 潜堤上水深の変化による循環流の変化

循環流の特性には，潜堤上の波の状態が重要な影響を及ぼしていると考えられる。ここでは最も単純な直方体の不透過潜堤を設置し，潜堤上の水深を変化させた場合に生ずる循環流がどう変化するかについて実験を行なった。

2.1.1 実験方法

実験に用いた水槽Ⅰは，幅約7m，長さ約16mでこの中に図2に示すように潜堤模型を設置した。潜堤は長さ3.0m，天端幅20cmで，潜堤上水深は5.25cm（CASE 1-1）と10.35cm（CASE1-2）の2ケースとした。水深は16cm，波の周期は1秒に固定し，設定波高を0.5cm～5.0cmまで，0.5cmきざみで変化させた場合の波高，流速の変化をポイント1～6で測定した。流速の測定は三光精密工業社製の正逆流速計を用い，Point 4ではCASE1で水深2.5cm，CASE 2で5.5cm，それ以外のPointでは水深8cmの位置に設置して行なった。

またポイント1で潜堤からの反射の影響が表われる前の数波をはかり，入射波高（H_i）とした。流れのパターンをみるために夜間電気浮きを潜堤岸側に同時に投入して，設定波高を1cm～5cmまで1cmきざみで変化させ，開放にしたカメラを5秒間隔でさえぎってその時の流跡線を2～6分撮影した。各測定は造波後7分以上経過し定常に達したと思われる時点より開始した。

2.1.2 実験結果

ポイント3・4・5で測定した波高（H）を入射波高

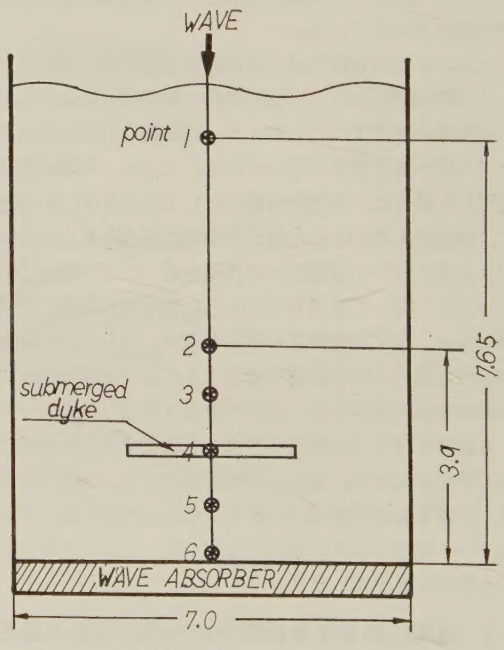
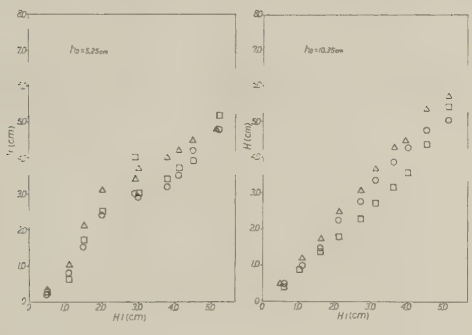


図2　実験水槽Ⅰと測定点（単位m）
Investigating points in experimental water tank Ⅰ.
Point 1～6；wavegauge
Point 3～5；current meter

(H_1) に対してプロットしたのが図3である。流速測定に用いた流速計は一定時間内に正負それぞれの方向へのプロペラの回転数をデジタルに検出するものであり，カウント数から正負それぞれの方向の流速(v_+, v_-)を求めた。この値から$U_m=v_+ + |v_-|$, $U_0=v_+ - |v_-|$ を求め，それぞれ流速の振動成分，一様流成分を代表するものとしてポイント3・4・5について図4，5にプロットした。また，設定波高を1 cm きざみで変化させた場合の流跡線を図6に示す。

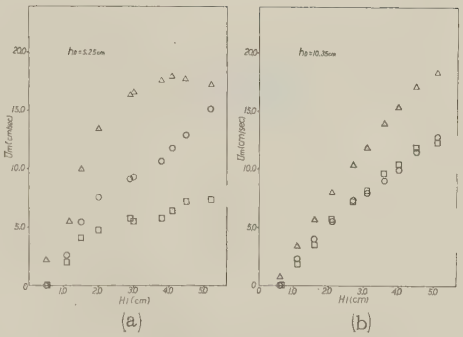
2.1.3 考察

目視観察によれば，CASE1-1 では設定波高(H_i)が2～3 cm，CASE 2 では4～5 cmにおいて潜堤上で砕波



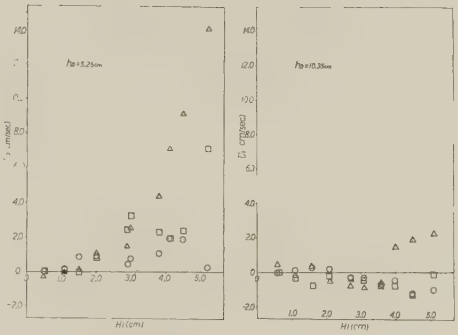
(a)　(b)

図3　入射波高と測定波高
○point 3　△point 4　□point 5
Relation between H_1 and H.



(a)　(b)

図4　入射波高と波による流速の最大値
○point 3　△point 4　□point 5
Relation between H_1 and Um.



(a)　(b)

図5　入射波高と一様流成分
○point 3　△point 4　□point 5
Relation between H_1 and Uo.

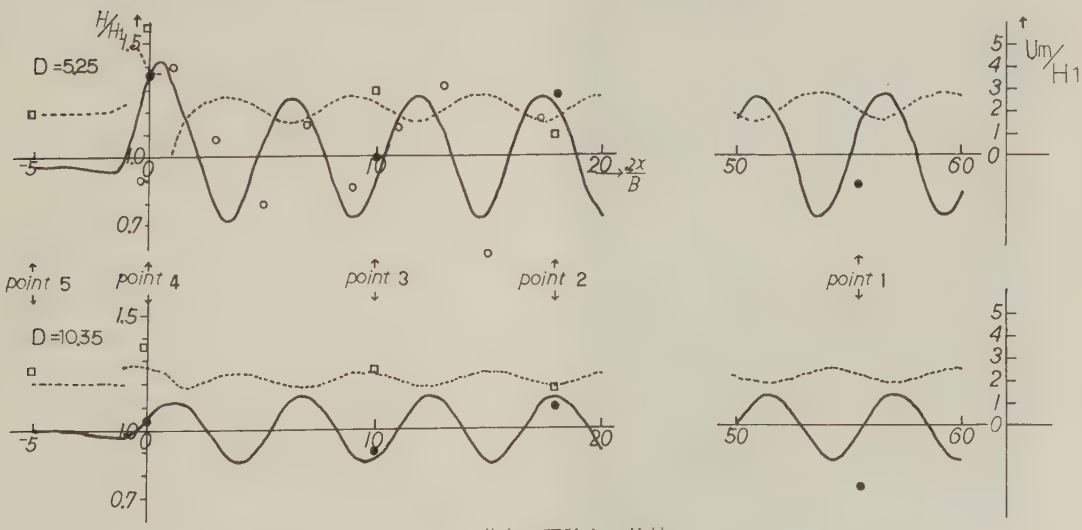


図7　井島の理論との比較
Comparison with Izima's two dimensional potential theory.
実線　波高分布（計算値）
点線　波による流速の最大値の分布（計算値）
○　H_1=1cmの時の波高分布（測定値）
●　Point1～4でのH/H_1の平均値(Point 4 では非砕波領域のデータのみ使用)
□　point1～4での波による流速の最大値（測定値）

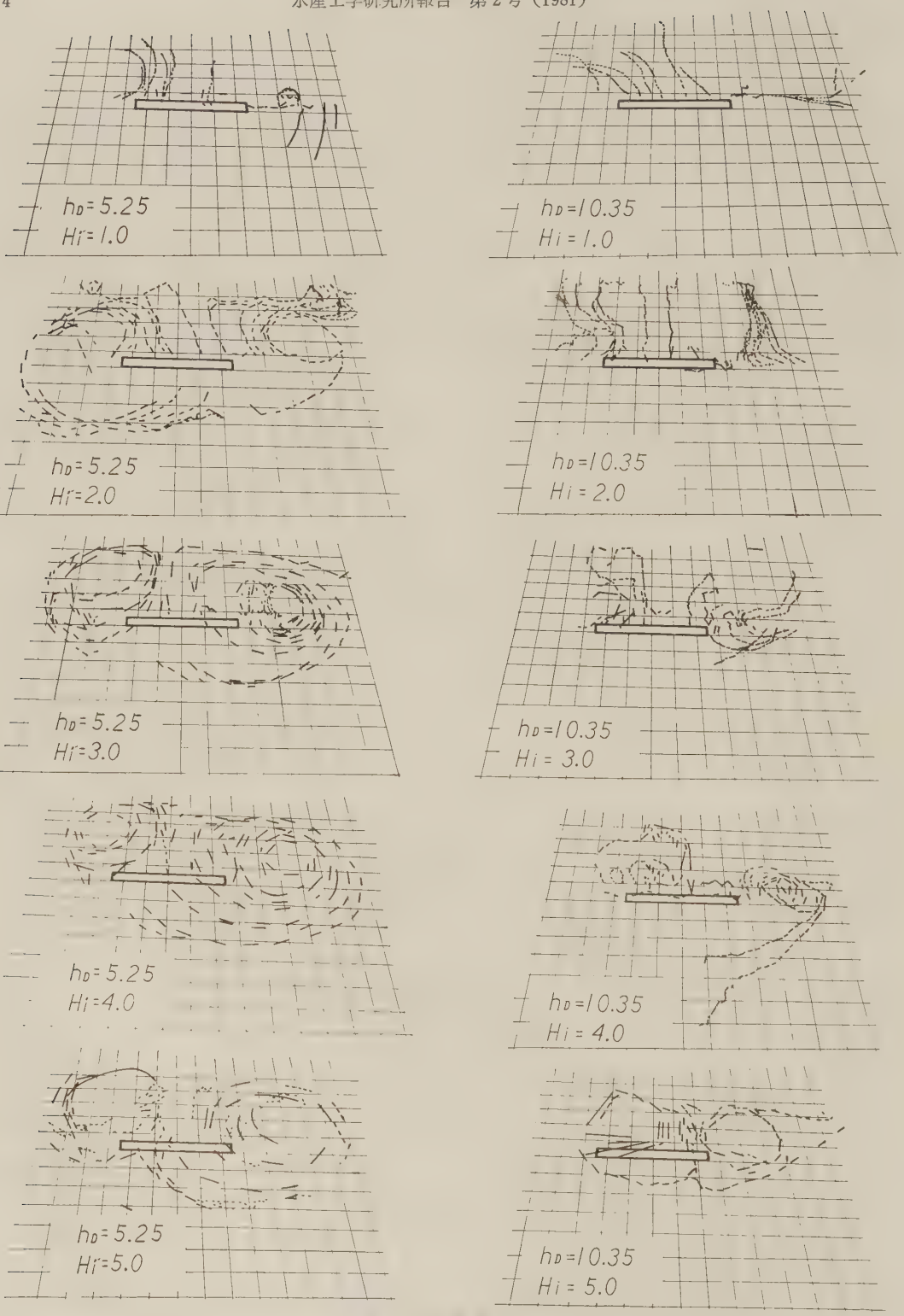


図6 流跡線

Trajectories of floats

した。図3～4でも明らかにこれらの点を境として，異なった現象が表われている。そこで実験結果を非砕波領域，砕波領域に分けて考察を行なった。

（1） 非砕波領域について

CASE1-1は2cm，CASE 2では4cm未満がこの領域に当たると考えられる。この領域では，入射波の増大に比例してH，U_mは増加しており，流速の一様流成分U_0は1cm/sec以下と小さい。図6より明らかなようにこの領域では潜堤上を岸に向かう微弱な流れは認められたが明瞭な循環はみられなかった。またポイント1～6でH/H_1，U_m/H_1が異なっている。これは潜堤での波の反射によるものと考えて，二次元水路に潜堤を設置した場合の井島等[7]の理論値と比較した。その結果を図7に示す。位相のずれはみられるがかなりよく一致しており，潜堤前2m位までは二次元線型理論である程度説明できるようである。

（2） 砕波領域について

入射波高をより増大すると，潜堤上（ポイント4）潜堤背後（ポイント5）ではH/H_1，U_m/H_1は非砕波の場合よりも小さくなり，逆にU_0が急激に増加する。また図6からわかるように明瞭な循環がみられる。このことは沖合から波の形で入ってくるエネルギーのうち流れに変換されて伝わる割合が増大し，それが循環流の生成に大きな役割を果たしていることを示している。また砕波後のH_i 3～5cmについては速度の絶対値も増加している。CASE 1の設定波高3cmの場合とCASE 2の5cmの場合を比べると後者の方が，渦の大きさが小さいようである。このことは潜堤上水深が小さい場合，噴流的な流れが生ずるためではないかと考えられるが明らかでない。

2.2 潜堤・堤防を組み合わせた場合の周期・波高の影響

潜堤のみを配置した場合，図6に見られるように，左右の循環流は，かなり非対称であり，この場合の循環流は，水槽底の不均一，あるいは入射波の不均一等によって，影響され易い状態である。従って潜堤と堤防を組み合わせて配置することにより，循環流はより安定したものとなると考えられる。

ここでは，潜堤と堤防を配置した場合に生ずる循環流が，周期，波高によってどう変化するかについて実験を行なった。

2.2.1 実験方法

使用した実験水槽を図8に示す。この中に図9に示す潜堤・堤防を組み合わせて配置した。実験は配置ならび

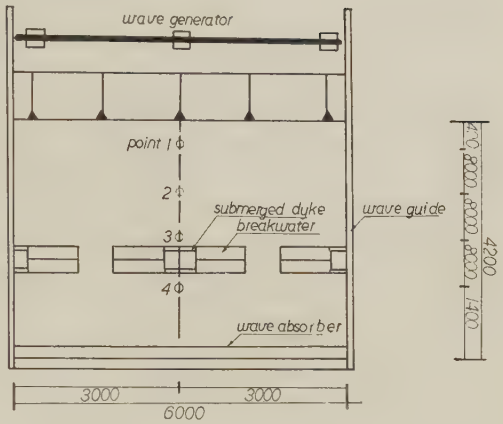


図8　実験水槽Ⅱと測定点（単位mm）
Investigating points in experimental water tank Ⅱ. Point 1～4 : wavegauge

図9　堤防・潜堤模型（単位mm）
Element of model breakwater and submerged dyke used in CASE 2.

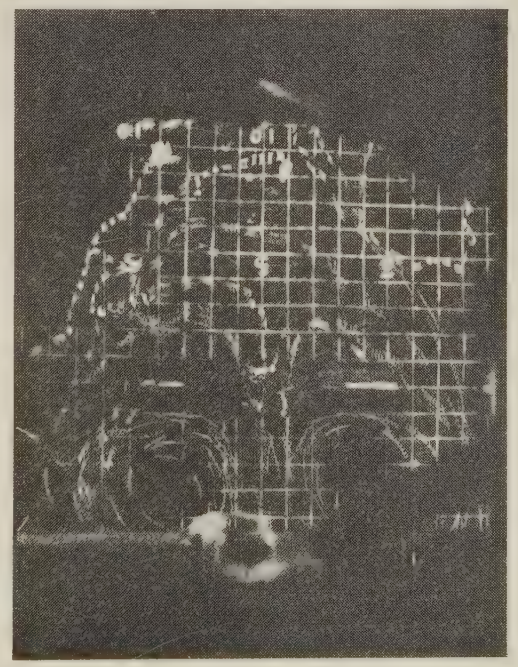


図10　電気浮きの流跡線の一例
（CASE2-2，$T=0.6$，$H_i=2$）
（開放にしたカメラを5秒間隔でさえぎって撮影）
An example of trajectories.

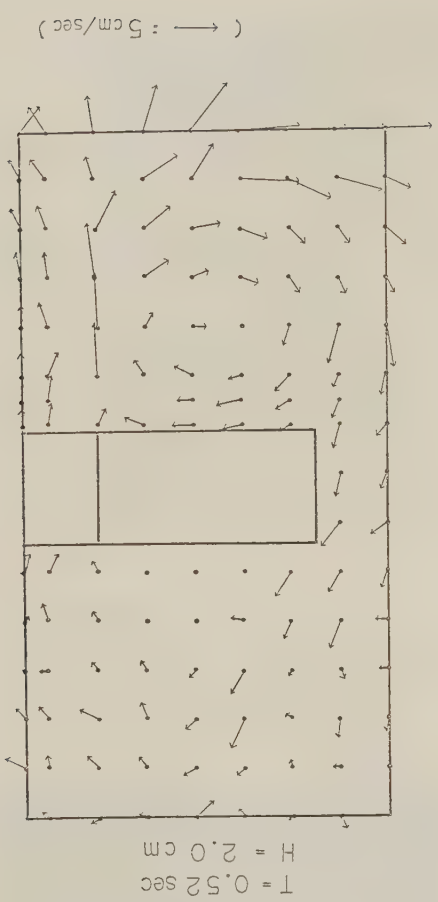


図11 流速分布の一例 (CASE2-1)
(半ユニット (長さl_T) の部分)
An example of the distributioin of wave-induced velocity.

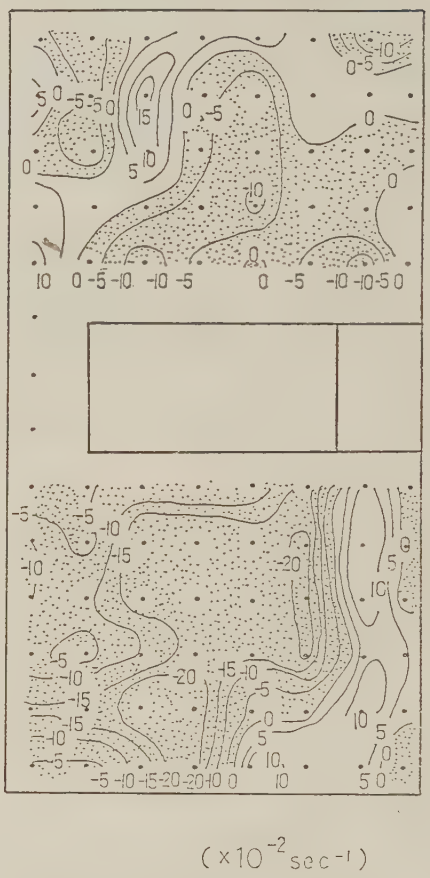


図13 渦度分布の一例 (CASE2-1)
点線部は負の渦領域を示す
An example of the distribution of vorticity.

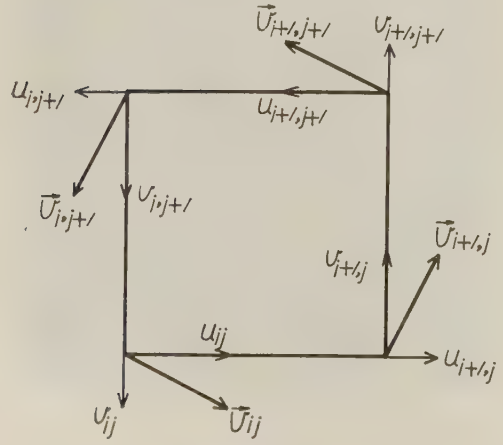


図12 計算に用いた格子
Grid and symbols.

に潜堤上水深の異なる2ケース (CASE2-1, CASE2-2) について行なった。波高の設定はポイント1で行なった。流跡線の測定については, CASE2-2については, CASE1と同じく, 電気浮きを用いた。CASE2-1では潜堤中央部から肩り部中央までを測定範囲として釣り用の浮きの底部に針金をまきつけ直立するようにしたフロートを投入し, 約8mの高さからビデオカメラで撮影して, 一定時間ごとの位置を記録した。この場合1ケースの実験に要した時間は40～60分であった。

2.2.2 実験結果

CASE2-2での電気浮きの流跡線の一例を図10に示す。またCASE2-1で一定時間間隔での浮子の位置から流速を計算し, これをもとに内挿, 外挿によって各格子点での流速分布を求めた結果の一例を図11に示す。これから

平均流による格子間の平均渦度を次のように考えて求めた。

渦度 (ω) の定義は

$$\omega=\frac{\partial v}{\partial x}-\frac{\partial u}{\partial y} \quad \cdots\cdots(1)$$

ここに u: 流速の x 方向成分

v: 流速の y 方向成分

渦度は，左回りの渦ならば正，右回りならば負となる。ここでは1格子単位での平均渦度を求めるので

$$\bar{\omega}=\frac{1}{a}\{(v_{i+1,\,j}+v_{i+1,j+1})-(v_{i,j}+v_{i,j+1})+(u_{i,j}+u_{i+1,j})-(u_{i,j+1}+u_{i+1,j+1})\} \quad \cdots(2)$$

添字は図12に示すように各格子点を表わす。

また a は格子の1辺の長さ (20cm) である。

こうして求めた平均渦度の分布の一例を図13に示す。

本研究では構造物を配置したことにより生ずる循環流の大きさとして，構造物に接している負の渦度領域の面積 (S) を定義した。また循環流の強さとして，この負の渦度領域の外周部に沿った流体力学的循環を用いた。流体力学的循環を Γ とすれば

$$\Gamma(c)=\oint v_s ds \quad \cdots\cdots(3)$$

ここに c：負の渦度領域の外周部に沿った閉曲線

ds: 曲線 c についての線素

表3　実験結果(CASE2)
Experimental results (CASE2).

実験ケース	T (sec)	H_i (cm)	Γ (cm²/sec)	S (cm²)	v cm/sec
CASE2-1	0.52	2.15	2153	29000	3.6
		3.25	2931	32000	4.6
		4.35	3303	27800	5.6
	1.01	1.44	2457	33000	3.8
		2.88	2518	21600	4.8
		4.32	3998	23200	7.4
		5.76	4363	21800	8.3
		7.20	5052	22400	9.5
	1.50	0.90	772	34000	1.2
		1.75	1552	31600	2.5
		2.65	1844	30800	3.0
		3.55	2396	27400	4.1
CASE2-2	0.60	1.0	1141	21650	2.2
		2.0	1750	21250	3.4
	1.01	1.0	996	35250	1.5
		2.0	1488	16850	3.3
	1.50	1.0	1006	32850	1.6
		2.0	1982	26450	3.4

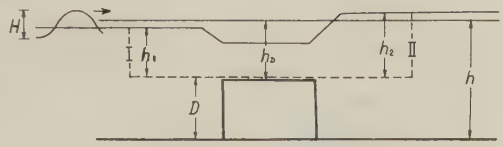


図14　潜堤前後の模式図
Definition sketch for an offshore submerged dyke.

である。

単連結領域では，ストークスの定理よりこれは

$$\Gamma=\oint v_s ds=\iint_A\left(\frac{\partial v}{\partial x}-\frac{\partial u}{\partial y}\right)dxdy=\iint\omega dA \quad \cdots\cdots(4)$$

ここに，A: 閉曲線 C で囲まれる領域の面積

と表わすことができる。本実験では，堤防があるが，この堤防に沿った流速は外縁部の流速に比べて小さく，長さも短いことから，これを無視し(4)式を用いて循環を計算した。実際の計算にあたっては(4)式を(5)式のように変形して循環を求めた。

$$\Gamma=\Sigma\Gamma_i=\Sigma\bar{\omega}S_0 \quad \cdots\cdots(5)$$

ここに

Γ_i：i 番目の格子に沿う循環

S_0：格子の面積 (=20cm×20cm)

各実験について求めた Γ, S を表3に示す。同表には循環領域を同面積の円と近似した時の平均流速

$$v=\frac{\Gamma}{2\sqrt{\pi S}} \quad \cdots\cdots(6)$$

も記入した。

循環流の大きさは，設定波高の増大にともなって減少している。これは構造物沖側の負の循環領域が構造物に押しつけられたような形となり，面積が減少するためである。また循環流の強さ，平均流速は波高が増すに従って増えているが，周期によってかなりのばらつきがみられる。

3. 循環流の生成機構と平均流速

波による循環流は，波と流れが共存する場であり，潜堤上では砕波という水理学的に極めて難しい現象を含んでいる。この砕波するということが，循環流生成に必要であることは2.1でふれました。

ここでは，循環流の平均流速を導くために，潜堤前後に注目し運動量，エネルギーについて考察する。

3.1 潜堤前後の運動量変化と水位上昇

定常状態を考え図14のように検査面をとる。Ⅰ断面を通過する運動量流束はⅡ断面のそれと等しく，また一様流による運動量流束は，本実験範囲では波によるもの，圧力によるものより小さいオーダーであるから

$$S_{xx1}+\frac{\rho g}{2}h_1^2 \simeq S_{xx2}+\frac{\rho g}{2}h_2^2 \quad \cdots\cdots(7)$$

ここにS_{xx}：潜堤より上のラジエーション・ストレス

g：重力加速度

これを整理して

$$(S_{xx1}-S_{xx2})+\frac{\rho g}{2}(h_1-h_2)(h_1+h_2)=0 \quad \cdots\cdots(8)$$

さらに $\Delta S_{xx}=S_{xx1}-S_{xx2}$, $h_2-h_1=\Delta h$

とおき $h_1h_2\approx h_D^2$, $h_1+h_2\approx 2h_D$

で近似すると

$$\Delta h=\frac{\Delta S_{xx}}{\rho g h_D^2} \quad \cdots\cdots(9)$$

と表わされる。これは

$$\rho g h_D \Delta h=\Delta S_{xx} \quad \cdots\cdots(10)$$

と表わせばⅠ—Ⅱ断面の水圧差を潜堤前後のラジエーションストレスの差が，ささえているとみることもできる。

3.2 循環流に沿う損失水頭

Ⅱ断面から構造物の間を通ってⅠ断面へ向かう流線上では，次の関係が成り立つ。

$$\left[\rho g(h_2+D)+\frac{\rho u_2^2}{2}\right]-\left[\rho g(h_1+D)+\frac{\rho u_1^2}{2}\right]=E_{LOSS} \quad \cdots\cdots(11)$$

E_{LOSS}：エネルギー損失

運動量の場合と同じく$h_1+h_2\to 2h_D$, $h_1h_2\to h_D^2$と近似してオーダーの比較を行なうと$\frac{\rho}{2}(u_2^2-u_1^2)$が無視できて

$$\Delta h=\frac{E_{LOSS}}{\rho g}=h_L \quad \cdots\cdots(12)$$

h_L：損失水頭

と表わすことができる。

一般にh_Lは，次のように表わされる。

$$h_L=f\frac{l}{h}\frac{v^2}{2g} \quad \cdots\cdots(13)$$

l：循環流線長

v：流線上の流れを等流とみなした時の流速

f：各損失係数の和

損失係数としては，底面摩擦によるもの，流線の曲がりによるもの，流体の内部摩擦によるもの，波運動に基因するものなどが考えられる。ここでは底面摩擦による損失係数f_Fとその他の原因によるf_Rとに分けて

$$f=f_F+f_R \quad \cdots\cdots(14)$$

さらにマニングの粗度係数 n を用いれば

$$f_F=\frac{2gn^2}{\sqrt[3]{h}} \quad \cdots\cdots(15)$$

従って

$$\Delta h=\frac{lv^2}{2gh}\left(\frac{2gn^2}{\sqrt[3]{h}}+f_R\right) \quad \cdots\cdots(16)$$

さらに，f_Rも形式的に

$$f_R=\frac{2gn_R^2}{\sqrt[3]{h}} \quad \cdots\cdots(17)$$

とおけると仮定する。この場合の n_R は水深，流線の形状，流速，波の諸元によって異なるものと考えられる。これから

$$\Delta h=\frac{lv^2(n^2+n_R^2)}{h^{\frac{4}{3}}} \quad \cdots\cdots(18)$$

$$v=\frac{h^{\frac{2}{3}}}{\sqrt{n^2+n_R^2}}\left(\frac{\Delta h}{l}\right)^{\frac{1}{2}}=\frac{h^{\frac{2}{3}}}{n_T}\left(\frac{\Delta h}{l}\right)^{\frac{1}{2}} \quad \cdots(19)$$

但し $n_T^2=n^2+n_R^2$

構造物の配置，水深，波の諸元等が決まった時のn_Tが分かっていればⅠ—Ⅱ断面の運動量流束の保存関係から得られる水位差（Δh）とⅡからⅠ断面に向かう流線上での損失水頭が等しいと考えれば平均流速を(19)式によって計算することができる。すなわち(19)式に(10)式を代入して

$$v=\frac{h^{\frac{2}{3}}}{n_T}\left(\frac{\Delta S_{xx}}{l\rho g h_D}\right)^{\frac{1}{2}} \quad \cdots\cdots(20)$$

3.3 ラジエーションストレス，透過波高の推算

実際の計算に際してはラジエーションストレス，透過波高にどういう値を用いるかが問題となる。ここでは以下に述べるように考えた。

3.3.1 ラジエーション・ストレス

潜堤前面では，反射のために部分重複波が生ずる。しかも，(9)式で用いているS_{xx}は潜堤上水深部についてのもののみであるので，この条件のもとでのラジエーションストレスを計算した。その結果を示すと

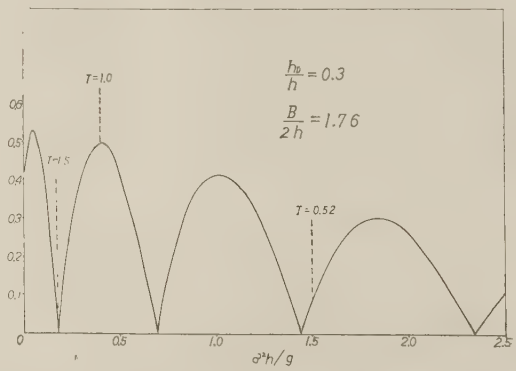


図15 井島の理論による反射率(CASE2-1)

Reflecion coefficient calculated by Izima's theory

$$S_{xx}=(1+r^2)\cdot E\left(\frac{1}{2}+\frac{2kh_D}{\sinh 2kh}\right) \quad \cdots\cdots\cdots\cdots(21)$$

$$E=\frac{1}{2}\rho g H^2$$

r: 反射率　　E: 波のエネルギー　　H: 波高

透過波のラジエーションストレスは㉑式で，$r=0$ とおき，Hとして透過波高を用いて求めることができる。構造物前面の波高については CASE 1 の実験で井島等の理論が実験値とよく一致していたことから，各実験ケースについて，井島等の方法によって反射率を推定して用いた。CASE 2 では潜堤幅 B として，上底面の平均値を用いた。CASE 2－1 の場合の反射率を井島等の方法で計算した結果を図15に示す。

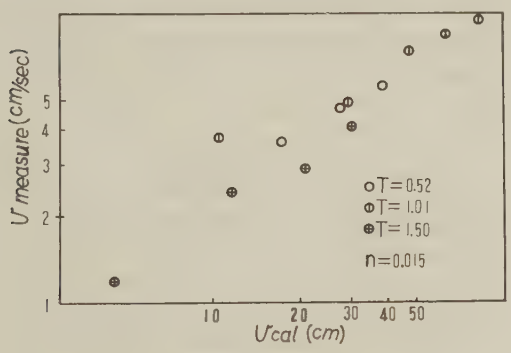


図16　流速の計算値と測定値 (CASE2-1)
Relation between v_{cal} and $v_{measure}$.

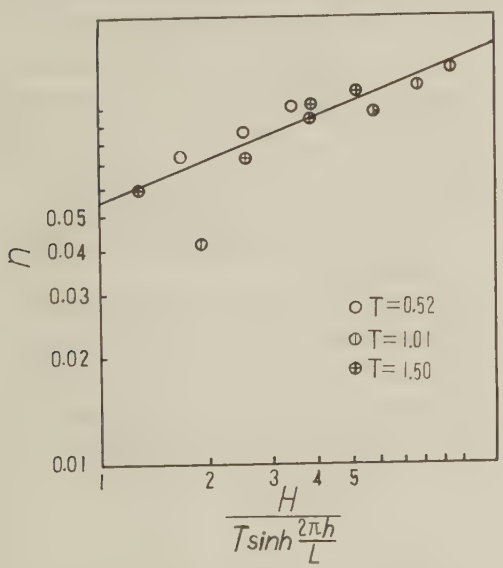


図17　底面の波による水粒子速度と粗度係数の関係
Relation between n_T and wave orbital velocity.

3.3.2　透過波高

潜堤上で砕波する場合の透過率は，実験によらざるを得ない。

中村ら[8]は，沖波の条件H_0, L_0 潜堤の寸法B, $D(D=h-h_D)$を与えて砕波・非砕波の判定を行ない，堤上砕波の場合の透過率を求めるグラフを提案している。CASE 1 での潜堤上の砕波・非砕波の境界を目視観測した結果では，中村らのグラフから読みとった境界値とよく一致していた。CASE 2 では全ケースとも堤上で砕波しており，ラジエーションストレスを計算する上で必要な透過率は，潜堤上で砕波したものについては，上に述べた中村らのグラフから読みとって求めた。

3.4　実測値との比較

CASE2-1 の実験について上に述べた手順で平均流速を計算した。ここではn_Tの値を流れによる摩擦のみと考えて水理公式集より 0.015 とした[9]。この計算値と実測値とを比較したのが図16である。この図より，計算値は実験値より大きく単純な流れと考えた場合の粗度係数のみでは，現象が説明できないことがわかる。また計算値と実験値の関係は各周期によって異なった関係となっており，n_Tが波の諸元と何らかの関係にあることが考えられた。

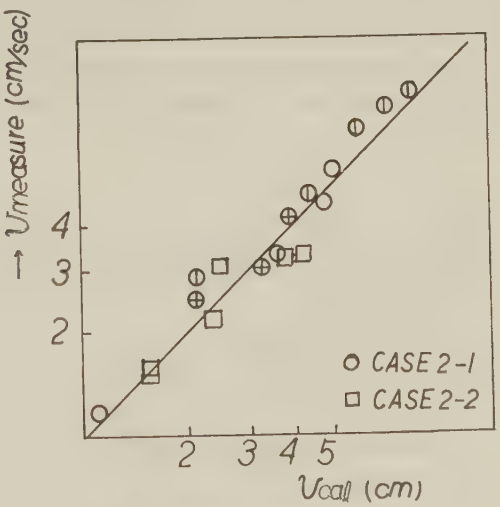


図18　流速の計算値と測定値
Relation between v_{cal} and $v_{measure}$.

そこでn_Tが，波運動の水粒子の平均速度と関連があるのではないかと考えて，実測した平均流速から次式に従って n_T を逆算した。

$$n_T=\frac{h^{\frac{2}{3}}}{v}\left(\frac{\Delta h}{l}\right)^{\frac{1}{2}} \quad \cdots\cdots\cdots\cdots(22)$$

この値を入射波の波運動による底面の平均速度の½に対してプロットした結果が図17である。n は明らかに底面水粒子の平均速度の関数となっている。このグラフに実験式をあてはめると

$$n_T = 0.36\left(\frac{H}{T\sinh kh}\right)^{0.4} \cdots\cdots(23)$$

となる。

⑲あるいは⑳式を用いると

$$v = \frac{h^{\frac{2}{3}}}{0.36\left(\frac{H}{T\sinh kh}\right)^{0.4}}\left(\frac{\Delta S_{xx}}{l\rho g h_D}\right)^{\frac{1}{2}} \cdots\cdots(24)$$

と表わせる。この㉔式と実験結果を比較したのが図18である。ほぼ実験結果を説明づけているものと思われる。

以上の議論ではCASE2-1について述べてきたので配置を変化させた場合にも㉔式を用いて議論してよいかが問題となる。実験水深が等しく，配置，潜堤上水深の異なるCASE2-2について同じく㉔式を用いて得られる計算流速と実測値との関係を図18に□印で示す。これから，CASE 3，CASE 4程度の配置，潜堤上水深の変化は全体の流れに大きな影響を与えず，ほぼ⑳式の関係で平均速度が与えられることがわかる。

本章で提示した考え方では，構造物の配置，水深等が与えられた場合に，入射波高，周期の変化によって平均流速がどう変化するかについては，ほぼ把握できるが，水深，構造物の配置，地形などが大きく異なった場合には，それらは粗度係数n_Tの変化となって表われる。従って各種水深，配置の組み合わせ等による粗度係数の変化を明らかにすることが，今後の課題となる。

4. 結　　言

波の場に，潜堤あるいは潜堤と堤防を組み合わせた構造物を設置した場合に生ずる循環流についての実験を行ない，以下の結果を得た。

① 潜堤上での波の状態が循環流の生成に極めて大きな関係をもち，砕波した場合に明瞭な循環流が形成される。

② 潜堤前面の波高分布は2次元潜堤についての井島の理論で近似できる。

③ 潜堤と堤防を組み合わせた場合には，より安定した循環流が得られる。

④ 入射波高の増大に伴って，循環の強さは増すが，循環域は構造物に押しつけられたような形となって減少する。

⑤ 潜堤上での砕波に伴なう運動量の変化を水位変化量で評価し，これと循環流に沿った損失水頭が等しいと考えて，⑲式の関係を導いた。

⑥ 平均流速を計算する上で必要となる n_T を実験結果から推算し，これが波運動による底面流速に関連することを示した。（㉓式）また，同水深で，配置，潜堤上水深を変化させた場合にも本実験条件内では㉓式が成立した。n_T の値は水深，配置の大きな変化，底面形状等によって変化することが考えられるが，本研究では，そこまで明らかにすることはできなかった。

本研究では入射波と循環流の平均流速に主として焦点を合わせ，循環流生成の機構をある程度解明することができた。今後の問題点としては波と流れが共存する場でのエネルギー逸散の機構を理論，実験とともに現地観測を行なって明らかにしていくことが必要である。さらには循環流の微細構造ならびにそれが物質の分散に及ぼす影響を明らかする方向に研究を進めていくことが望まれる。

参考文献

1) 堀田新太郎：透過性離岸堤の機能についての研究(1)—離岸堤周辺の流れについての実験的研究—，第24回海岸工学講演会論文集，1977

2) 丸山康樹・鹿島遼一：防波堤周囲の流れの実験と数値Simulation，第25回海岸工学講演会論文集，1978

3) 田中則男・小笹博昭・加藤一正：防波堤周辺における海浜流の研究—仙台新港南海岸における観測例—，第24回海岸工学講演会論文集，1977

4) 荒木田哲也・鶴川義郎・水村和正：防波堤背後の流況と汀線変化(1)，第25回海岸工学講演会論文集，1978

5) 中村充：水産土木—漁場造成エンジニアリング—工業時事通信社，pp306～310，1979

6) 出口利祐・中村充監修：水産土木事例と計算法(1) pp77～90

7) 井島武士・佐々木富雄：潜堤の効果に関する理論的研究—1. 不透過潜堤—，第18回海岸工学講演会論文集，1971

8) 中村充・白石英彦・佐々木泰雄：潜堤による消波について，第13回海岸工学講演会講演集，1966

9) 土木学会編：水理公式集(昭和46年度版)，pp157

Experimental Study on Wave-induced Circulation Related to Offshore Structure

By

Satoru TODA and Makoto NAKAMURA

Summary

Wave-induced circulation around the offshore structure is examined in two cases. In the first case the depth over an offshore submerged dyke is changed, and in the second, the submerged dyke and breakwater are settled as shown in Fig 1 and the periods of incidental waves are changed (for test condition see Table 2). In both cases the relation between incidental wave height and flow pattern is examined.

The results are as follows

1. Wave-induced circulation is deeply related to the wave condition over the submerged dyke, that is, apparant circulation occur when the waves break on it. (Figs 3–6)

2. Distribution of offshore wave height along the center line of submerged dyke agrees approximately with Izima's two dimensional potential theory. (Fig 7)

3. The combination of the offshore submerged dyke and breakwater induces more stable circulation than the submerged dyke unit.

4. The area of circulation defined by vorticity decreases as the wave height increases. (Teble 3)

5. The momentum balance of offshore and onshore parts of submeged dyke and the energy balance along the circulation is considered by eqs. (9) and (18), respectively. And the mean circular velocity is estimated by eq. (19) or (20).

6. The roughness coefficient of eq. (19) is the function of the wave orbital velocity, and is expressed as eq. (23) in case 2. (Fig 17)

7. The large change of water depth, and the arrangement of submerged dyke and breakwater affects the roughness coefficient of eq. (19). The more detailed investigation is needed to explain the mechanism of energy dissipation in the field where the wave and the mean flow both exist.

水工研報告 2
1981 pp. 13～23

水平円柱に作用する波力に関する研究

上北 征男*

目 次

1. 緒 言……13
2. 波力算定式……13
2.1 モリソン・オブライエンによる波力算定法……13
2.2 ポテンシャル理論による波力算定法 ……14
3. 理論的考察……16
3.1 波力の水平成分について ……16
3.2 波力の鉛直成分について ……16
4. 実験装置及び模型……19
4.1 実験装置 ……19
4.2 波高計および波力測定装置 ……19
4.3 実験模型 ……20
5. 実験の方法……20
6. 実験結果の考察……20
9.1 実測の波力と理論値の比較 ……21
9.2 質量力係数，揚力係数について ……21
7. 結 言……21
参考文献……21
Summary ……23

1. 緒 言

沿岸漁場の造成にあたって，人工魚礁が多く用いられている。人工魚礁の大型化に伴ないその形状，構造も複雑化し，波に対する安定を検討するための基礎となる部材に働く波力の算定の精度向上が重要な問題となっている。

従来，海洋構築物に作用する波力の算定には，入射波の波長に対し，径が細く海底面に垂直な円柱に対して，モリソン・オブライエンの式[1]が批判はあるものの用いられてきた。また円柱の径が大きくなると，円柱の影響を考慮した回析理論により求める方法[2]が一般化している。

モリソン式の妥当性については，多くの研究者により議論され，特に式中の質量係数C_M，抗力係数C_Dについて[3]は実験的に，波の周期内における時間的変化[4)5)6)]，作用する波の条件による変化[7)8)]など議論されているが結論が出るに至っていない。又波によって生じる揚力については，その振動成分が波の周波数の2～3倍の周波数で現われることが明らかにされている[7)]。これらは，全て海底面に垂直な円柱を対象とされたもので，海底面に水平に置かれた構造物に対して議論されたものは，Garison[8)9)]，Chakrabarti[10)]による数編にすぎない。

本研究は，浅海域での魚礁等沈設構造物に作用する波力の解析手段を得ることを目的として，水平円柱を採用することにより境界条件の単純化を計り

① 慣性力や抗力が，それぞれどのような領域において支配的となるか。

② モリソンの式は，どのような条件のもとで妥当性をもつか。

③ 境界の影響を考慮に入れた質量力係数C_M，揚力係数C_Lの特性

の3点に注目して，実験をもとに考察を加えたものである。また，物体に働く力の流体の指標となる（*K.C.*）数の物理的解釈とその波力評価に与える意義について考察したものである。実験に際し，元東海大学院生山崎秀勝君には多大の援助を賜った，ここに謝意を表します。

2. 波力算定式

2.1 モリソン・オブライエンによる波力算定法

現在，波力の算定法として広く用いられているモリソンの式は，海底から海面上に達した比較的小径の円柱パイルに，砕波しない波が作用する場合に適用され，水面下zでの微小部分に働く波力の基本式は(1)式で示される

$$dF=\left[C_M\cdot\frac{w_0}{g}\left(\frac{\pi D^2}{4}\right)\frac{\partial u}{\partial t}\pm C_D\cdot\frac{w_0}{2g}Du^2\right]dz \quad\cdots\cdots(1)$$

ここで，u，$\partial u/\partial t$：円柱中心位置での水粒子の移動速度および加速度，w_0：水の単位体積重量，D：円柱の直径，g：重力の加速度，C_D，C_M：抗力係数及び質量力係数

この理論を拡張して，水中に置かれた任意形状の構造物に対する波力の水平，鉛直成分，F_H，F_Vは(2)式，(3)式で示される。

* 水産土木工学部

$$F_H=\frac{w_0}{g}C_M V\frac{\partial u}{\partial t}+\frac{w_0}{2g}C_D A u|u| \quad \cdots\cdots(2)$$

$$F_V=\frac{w_0}{g}C_M V\frac{\partial w}{\partial t}+\frac{w_0}{2g}C_D A' w|w| \quad \cdots\cdots(3)$$

ここで，w_0：水の単位体積重量　g：重力加速度
$u, w, \partial u/\partial t, \partial w/\partial t$：構造物中心での水粒子水平，鉛直の移動速度及び加速度　V：構造物の排水容積　A, A'：構造物の水平，鉛直方向への投影面積

今，微小振幅波理論により波を近似すると，構造物の設置水深（水面から構造物中心位置までの距離）における水粒子の速度の水平，鉛直成分 u，wは，(4)，(5) 式で表わされる。

$$u=\frac{\pi H}{T}\frac{\cosh k(h+z)}{\sinh kh}\sin(kx-\sigma t) \quad \cdots\cdots(4)$$

$$w=\frac{\pi H}{T}\frac{\sinh k(h+z)}{\sinh kh}\cos(kx-\sigma t) \quad \cdots\cdots(5)$$

ここで H, T：波の波高及び周期　h：水深　z：構造物中心の静水面を0として上向きを正とした水深　k，σ：波数及び角振動数

今　$\theta=kx-\sigma t$

$$\left.\begin{aligned} u_{max}&=\frac{\pi H}{T}\frac{\cosh k(h+z)}{\sinh kh}\\ w_{max}&=\frac{\pi H}{T}\frac{\sinh k(h+z)}{\sinh kh}\end{aligned}\right\} \quad \cdots\cdots(6)$$

とおくと，(4)，(5)式は，

$$u=u_{max}\sin\theta \quad \cdots\cdots(7)$$

$$w=w_{max}\cos\theta \quad \cdots\cdots(8)$$

となる。また加速度の水平，鉛直成分は(9)(10)式となる。

$$\frac{\partial u}{\partial t}=-\frac{2\pi^2 H}{T^2}\frac{\cosh k(h+z)}{\sinh kh}\cos(kx-\sigma t) \quad \cdots\cdots(9)$$

$$=-\frac{2\pi}{T}u_{max}\cos\theta$$

$$\frac{\partial w}{\partial t}=-\frac{2\pi^2 H}{T^2}\frac{\sinh k(h+z)}{\sinh kh}\sin(kx-\sigma t) \quad \cdots\cdots(10)$$

$$=-\frac{2\pi}{T}w_{max}\sin\theta$$

これらを(2)，(3)式に代入すると，F_H，F_Vは，(11)，(12)式で表わされる。

$$F_H=-\frac{w_0}{g}C_M V\frac{2\pi}{T}u_{max}\cos\theta+\frac{w_0}{2g}C_D\, u_{max}{}^2\sin\theta|\sin\theta| \quad \cdots\cdots(11)$$

$$F_V=-\frac{w_0}{g}C_M V\frac{2\pi}{T}w_{max}\sin\theta+\frac{w_0}{2g}C_D w_{max}{}^2\cos\theta|\cos\theta| \quad \cdots\cdots(12)$$

上式をそれぞれ θ について微分し，極値の位相 θ を求め，これを(11)，(12)式に代入することにより，波力の最大値を求めることができる。

水平成分の極値は，$dF/d\theta=0$ から

$$\frac{dF_H}{d\theta}=\frac{d}{d\theta}\left(-\frac{w_0}{g}C_M V\frac{2\pi}{T}u_{max}\cos\theta+\frac{w_0}{2g}C_D A\, u^2{}_{max}\sin\theta|\sin\theta|\right)$$

今　$0\leqq\theta\leqq\pi$ について考える。

$$\frac{dF_H}{d\theta}=\frac{d}{d\theta}\left(-\frac{w_0}{g}C_M V\frac{2\pi}{T}u_{max}\cos\theta+\frac{w_0}{2g}C_D A u^2{}_{max}\sin\theta\right)$$

$$=\frac{d}{d\theta}\left(-\frac{w_0}{g}C_M V\frac{2\pi}{T}u_{max}\cos\theta+\frac{w_0}{2g}C_D A u^2{}_{max}\frac{1-\sin^2\theta}{2}\right)$$

$$=\frac{w_0}{g}C_M V\frac{2\pi}{T}u_{max}\sin\theta+\frac{w_0}{2g}C_D A u^2{}_{max}\sin 2\theta$$

$$=\frac{w_0}{g}u_{max}\sin\theta\left\{C_M V\frac{2\pi}{T}+\frac{C_D A}{2}u_{max}\cos\theta\right\}=0$$

故に，上式より波力の極値は2つ現われることがわかる

i)　$\sin\theta=0$の時，すなわち$\theta=0, \pi$のとき，波力の最大値，F_{Hmax}は(13)式で与えられる。

$$F_{Hmax}=\frac{w_0}{g}C_M V\frac{2\pi}{T}u_{max} \quad \cdots\cdots(13)$$

ii)　$C_M V\frac{2\pi}{T}+C_D A u_{max}\cos\theta=0$の時，すなわち

$$\cos\theta=-\frac{C_M V 2\pi/T}{C_D A u_{max}}$$

$\theta=\cos^{-1}\left(-\frac{2\pi C_M V}{TC_D A u_{max}}\right)$のとき，$F_{Hmax}$は(14)式となる。

$$F_{Hmax}=-\frac{w_0}{g}C_M V\frac{2}{T}u_{max}\cos\theta+\frac{w_0}{2g}C_D A u^2{}_{max}\sin^2\theta$$

$$=-\frac{w_0}{g}C_M V\frac{2\pi}{T}u_{max}\left(-\frac{2\pi C_M V}{TC_D A u_{max}}\right)+\frac{w_0}{2g}C_D A u^2{}_{max}\left\{1-\left(\frac{2\pi C_M V}{TC_D A u_{max}}\right)^2\right\}$$

$$=\frac{w_0}{g}\frac{2\pi^2}{T^2}\frac{C_M{}^2V^2}{C_D A}+\frac{w_0}{2g}C_D A u^2{}_{max} \quad \cdots\cdots(14)$$

同様にして，鉛直方向の波力，F_Vについて最大値F_{Vmax}を求めると，(15)，(16)式を得る

$$F_{Vmax}=-\frac{w_0}{g}C_M V\frac{2\pi}{T}w_{max} \quad \cdots\cdots(15)$$

$$F_{Vmax}=-\frac{w_0}{g}\frac{2\pi^2}{T^2}\frac{C_M{}^2V^2}{C_D A'}-\frac{w_0}{2g}C_D A' w^2{}_{max} \quad \cdots(16)$$

2.2　ポテンシャル理論による波力の算定法

図1に示すように水深 h の場に底面との間隙 e をもち，波の進行方向に直交して水平に置かれた円柱に作用

する波力を考える。波動による水粒子の運動は，水平及び鉛直方向の振動流とみなすことが可能なので，円柱周辺の流れは，x 軸，z 軸に沿った2つの振動成分を持つ振動流として取り扱うことができる。このことは振動流と同一の振動成分で静水中を振動する円柱を取り扱うことにより，振動流中の円柱周辺の流れを表わすことができる。

ポテンシャルの理論において，流れの重ね合わせは可能であるので，円柱周辺の流れを，①水平方向の振動流中にある場合，②鉛直方向の振動流中にある場合について別々に考えることにする。

複素ポテンシャル $f(z)$ で与えられる流れの中に，直径Dの円柱が置かれた時，この流れを与える複素ポテンシャル W は，Milne-ThomsonのCircle Theorem[12] により(17)式で与えられる。

$$W=f(z)+\overline{f}\left(\frac{D^2/4}{28}\right) \quad \cdots\cdots(17)$$

ここで

$$z=\xi+i\eta,\ f(z)=f(z)$$

i は虚数である境界（Bottom Boundary）の影響を考慮するため，Bottom 付近に置かれた円柱に鏡像の原理を適用すれば2つの円柱を置いた状態として見なし得る

以上のことを考慮する時，静水中を振動する円柱周辺の流れは，MÜLLER[13]により(18)式で与えられている。

$$W=-iv\frac{D^2}{4}\sum_{j=0}^{\infty}m_j\left\{\frac{1}{z-i(S-\frac{D}{2}q_j)}-\frac{1}{z+i(S+\frac{D}{2}q_j)}\right\} \quad \cdots\cdots(18)$$

ここで，v: 円柱の振動速度

S: 円柱の中心からBottomまでの距離

$$\left.\begin{aligned} &q_n=\frac{1}{\frac{4S}{D}-q_{n-1}},\quad q_0=0\\ &m_n=q_1^2\cdot q_2^2\cdot q_3^2\cdots\cdots q_n^2,\quad m_0=1\\ &n\text{: 正の整数}\\ &W=\phi+i\Psi \end{aligned}\right\} \quad \cdots\cdots(19)$$

ここで，ϕ: 速度ポテンシャル　Ψ: 流れ関数

である。

円柱に作用する力 F は，非定常のブラジウスの式(20)式に代入することにより与えられる。

$$F_H=iF_V=-i\frac{w_0}{g}\oint\frac{\partial\phi}{\partial t}dz+\frac{1}{2}i\frac{w_0}{g}\oint\left(\frac{d_W}{dz}\right)^2dz \quad \cdots\cdots(20)$$

(18)，(19)式よりBottom Boundary に対して垂直に振動する円柱に作用する波力は，水平，鉛直方向，F_H，F_V について次のごとく得られる。

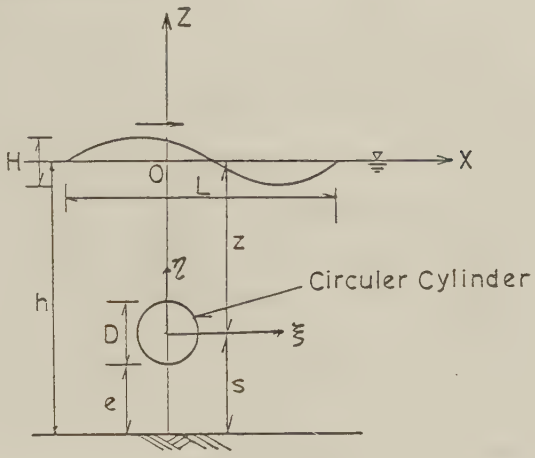


図1　座標系
Coodinate System

$$\left.\begin{aligned} &F_H=0\\ &F_V=-\frac{w_0}{g}\cdot\frac{\pi D^2}{4}C_{AM}\frac{\partial v}{\partial t}+\frac{w_0}{2g}\cdot DC_Lv^2 \end{aligned}\right\} \quad \cdots(21)$$

ここで，C_{AM}, C_L は付加質量係数，揚力係数であり，(22)式で与えられる。

$$\left.\begin{aligned} &C_{AM}=1+2\sum_{j=1}^{\infty}m^2{}_j\\ &C_L=-4\pi\sum_{j=0}^{\infty}\sum_{k=0}^{\infty}\frac{m_j\cdot m_k}{(\frac{4S}{D}-q_j-q_k)} \end{aligned}\right\} \quad \cdots\cdots(22)$$

但し　$S>D/2$

同様にして，水平方向の円柱の振動に対して考えると，

$$\left.\begin{aligned} &F_H=-\frac{w_0}{g}\pi\frac{D^2}{4}C_{AM}\frac{\partial U}{\partial t}\\ &F_V=\frac{w_0}{g}\cdot\frac{D}{2}C_LU^2 \end{aligned}\right\} \quad \cdots\cdots(23)$$

で与えられる。但し U は円柱の水平方向の振動速度である。以上の理論を拡張して，波動下における円柱に作用する力を求める。円柱の中心位置と一致する位置での水粒子の速度，加速度に微小振幅波理論を適用し，波力の水平，鉛直成分を求めると，F_H，F_V は

$$\left.\begin{aligned} &F_H=\frac{w_0}{g}C_MV\frac{\partial u}{\partial t}\\ &F_V=\frac{w_0}{g}C_MV\frac{\partial w}{\partial t}+\frac{w_0}{2g}C_LA(u^2+W^2) \end{aligned}\right\} \quad \cdots\cdots(24)$$

A, V；円柱の断面積及び排水容積，　w_0；水の単位体積重量　g；重力の加速度，　$u, w, \partial u/\partial t, \partial w/\partial t$；水粉子の水平，鉛直方向の速度及び加速度，　C'_M；質量力係数（$C'_M=1+C_{AM}$）　C_L；揚力係数ここで(24)式の第2式において第3項 w^2 は，波動の場合，物理的に考えて必要としないので，最終的に(25)式を得る。

$$F_H=\frac{w_0}{g}C'_M V\frac{\partial u}{\partial t}$$
$$F_V=\frac{w_0}{g}C_M V\frac{\partial w}{\partial t}+\frac{w_0}{g}C_L A u^2 \qquad \cdots\cdots(25)$$

3. 理論的考察

3.1 波力の水平成分について

モリソンの式において波力の水平成分 F_H の最大値を $(F_{Hmax})_M$ とする。この時，抗力が卓越する場合，(14)式から，

$$(F_{Hmax})_M=\frac{w_0}{2g}C_D A u_{max}+\frac{w_0}{g}C_M V\frac{2\pi^2}{T^2}\frac{C_M}{C_D}\frac{V}{A} \qquad (26.1)$$

質量力が卓越する場合，(13)式より

$$(F_{Hmax})_N=\frac{w_0}{g}C_M V\frac{2\pi}{T}u_{max} \qquad (26.2)$$

で表わされる。一方，ポテンシャル理論により与えられる。波力の最大値を $(F_{Hmax})_P$ とすると，(24)式より

$$(F_{Hmax})_P=\frac{w_0}{g}C'_M V\frac{2\pi}{T}\ u_{max} \qquad \cdots\cdots(27)$$

である。(26.1)式，(26.2)式と(27)式の比をとり各々の，比を Π_1, Π_2 とすると，

$$\Pi_1=\frac{\frac{w_0}{2g}C_D A u_{max}+\frac{w_0}{g}C_M V\frac{2\pi^2}{T}\frac{V}{A}\frac{C_M}{C_D}}{\frac{w_0}{g}C'_M V\frac{2\pi}{T}u_{max}}$$
$$\Pi_2=\frac{\frac{w_0}{g}C_M V\frac{2\pi}{T}u_{max}}{\frac{w_0}{g}C'_M V\frac{2\pi}{T}u_{max}} \qquad \cdots\cdots(28)$$

を得る。ここで円柱の体積 V，投影面積 A，モリソンの式における C_M，C_D はそれぞれ次の諸量である。

$$V=\frac{\pi}{4}D^2\times l$$
$$A=D\times l$$
$$C_M=2.0$$
$$C_D=1.0 \qquad \cdots\cdots(29)$$

(29)式を(28)式に代入すると，Π_1, Π_2 は(30)式で表わされる。

$$\Pi_1=\frac{1}{C'_M}\left(\frac{1}{\pi^2}\frac{u_{max}}{D}+\pi^2\frac{D}{u_{max}}\right)$$
$$\Pi_2=\frac{C_M}{C'_M} \qquad \cdots\cdots(30)$$

C'_M は(22)，(29)式から e/D の関数であるので，Π_1 は e/D と $u_{max}T/D$ の関数，Π_2 は e/D の関数である

$$\Pi_1=f_1(e/D,\ u_{max}T/D)$$
$$\Pi_2=f_2(e/D) \qquad \cdots\cdots(31)$$

一般は，無次元量 $u_{max}T/D$ は Keulegan-Carpenter 数(K. C数) と呼ばれ，Π_1 の関数形から，モリソンの式において抗力の項を考慮するか否かは，(K. C) 数にのみ依存し，ある限界の (K. C) 数 $(K.C)_C$ 以下の領域においては抗力を考慮する必要がないことがわかる。この限界 (K. C) 数 $(K.C)_C$ は(30)式から $\Pi_1=\Pi_2$ で求められる。すなわち

$$\left(\frac{u_{max}T}{D}\right)^2-2\pi^2\left(\frac{u_{max}T}{D}\right)+\pi^4=0$$

よって限界K，C数は

$$(K.C)_C=\left(\frac{u_{max}T}{D}\right)_C=\pi^2=9.87 \qquad \cdots\cdots(32)$$

を得る。

Π_1, Π_2・$u_{max}T/D$ の関係を図化したのが図2である。図中パラメーターは e/D を表わし，(K.C) 数で π^2 以下は Π_1，π^2 以上は Π_2 を用いて求めたものである。

図から (K .C) 数が π^2 よりも小さな領域において，Bottom Boundary の影響を考慮に入れない場合，波力は，(26.2)式で与えられ，Bottom Boundary の影響を考慮に入れた場合，Π_1 の値は1.0以下となる。特に円柱が Bottom に接触している場合，C_M を2.0としてモリソンで波力を計算した結果に比較してポテンシャルで与えられる波力は，約4割大きくなる。また図2において，(K. C)数が π^2 をこえた領域ではモリソンの式における抗力の項が質量力の項に比べ急速に増加することがわかる。

3.2 波力の鉛直成分について

水平成分同様による波力の鉛直成分の最大値 $(F_{Vmax})_M$ は，①抗力が卓越する場合

$$(F_{Vmax})_M=-\frac{w_0}{2g}C_D A w^2{}_{max}-\frac{w_0}{g}C_M V\frac{C_M V}{C_D A}$$

② 質量力が卓越する場合

$$(F_{Vmax})_M=-\frac{w_0}{g}C_M\frac{2\pi}{T}w_{max} \qquad \cdots\cdots(33)$$

で表わされる。

ポテンシャル理論による波力の鉛直成分の最大値 $(F_{Vmax})_P$ は(34)式で表わされる。

$$(F_{Vmax})_P=-\frac{w_0}{2g}C_L A u^2{}_{max}-\frac{w_0}{g}C_M V\frac{2\pi}{T}w_{max} \qquad \cdots\cdots(34)$$

波力の成分に対する理論式の比較と同様，(33)/(34)の絶対値を Π_3，Π_4 と置くと・式を得る。

$$\Pi_3=\frac{\frac{w_0}{2g}C_D A w^2{}_{max}+\frac{w_0}{g}\frac{2\pi^2}{T^2}\frac{C_M{}^2V^2}{C_D A}}{\frac{w_0}{2g}C_L\,u^2{}_{max}+\frac{w_0}{g}C'_M V\frac{2\pi}{T}w_{max}}$$
$$\Pi_4=\frac{\frac{w_0}{g}C_M V\frac{2\pi}{T}w_{max}}{\frac{w_0}{2g}C_L u^2{}_{max}+\frac{w_0}{g}C'_M V\frac{2\pi}{T}w_{max}} \qquad \cdots\cdots(35)$$

ここで，(29)式で示される V，A，C_M，C_D を考慮すると

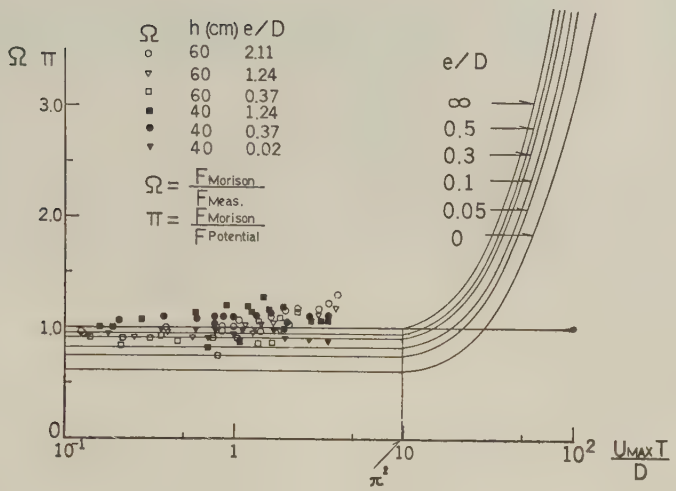


図2 モリソン式による波力とポテンシャル式による波力の比較（水平方向）
Comparison of Morison's Eq. nad Potential Eq (Horizontal)

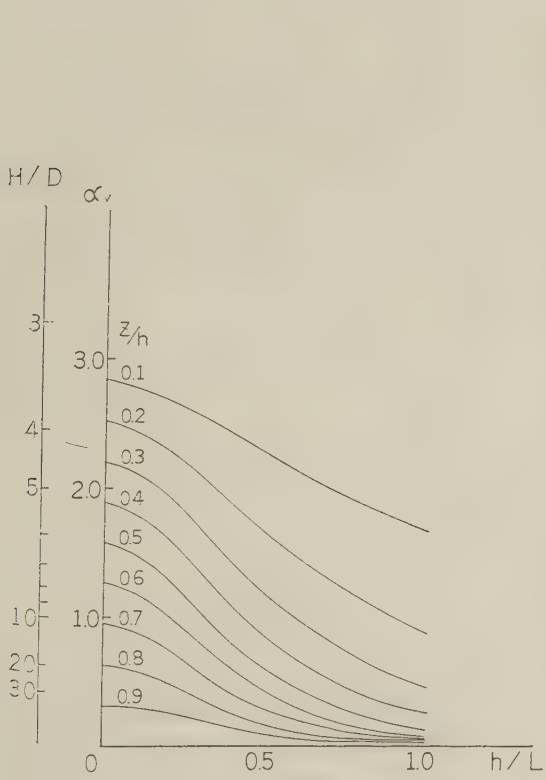


図3 α_V と h/L, z/hの関係
Correlation between α_v and h/L, z/h

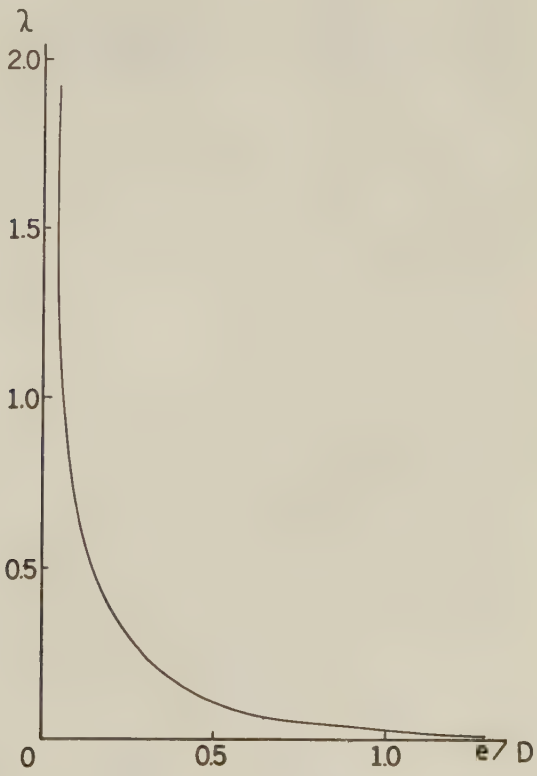


図4 λ と e/D の関係
Correlation between λ and e/D

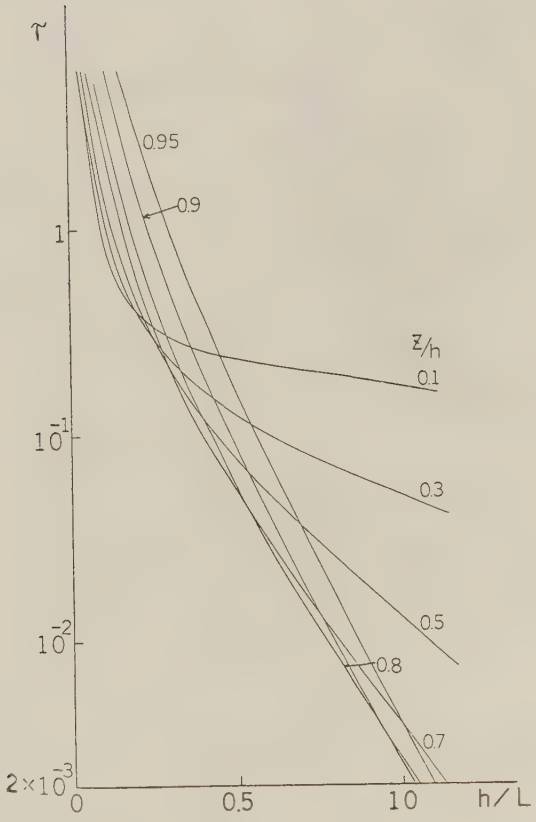


図5　γ と h/L, z/h の関係
Correlation between γ and h/L, z/h

Π_3, Π_4 は㊱式で表わされる。

$$\Pi_3=\frac{\frac{1}{C_M'}\left(\frac{1}{\pi^2}\frac{w_{max}T}{D}+\pi^2\frac{D}{w_{max}T}\right)}{\lambda\gamma H/D+1}$$

$$\Pi_4=\frac{C_M/C'_M}{\lambda\gamma H/D+1} \qquad \cdots\cdots(39)$$

ここで，$\lambda=C_L/C'_M$

$$\gamma=\frac{\cosh k(h+z)}{\sinh kh}\coth k(h+z) \qquad \cdots\cdots(37)$$

である。前項(22)，(19)式の関係から λ は e/D, γ は h/L, z/h の関数として与えられる。(36)式の Π_3, Π_4 を比較するとモリソン式において抗力を考慮に入れなければならない領域であることがわかる。

鉛直方向の流速に対する (K, C) 数はその水平成分と同様に w_{max} に微小振幅波理論を用いると，$(K.C)_V$ は(33)式で表わされる。

$$(K,C)_V=\frac{\pi H}{T}\frac{\sinh k(h+z)}{\sinh kh}\frac{T}{D}=\alpha_V\frac{H}{D} \qquad \cdots\cdots(38)$$

ここで，$\alpha_V=\pi\sinh k(h+z)/\sinh kh$ である。

縦軸に α_V 横軸に h/L をとり，z/h をパラメーターとして

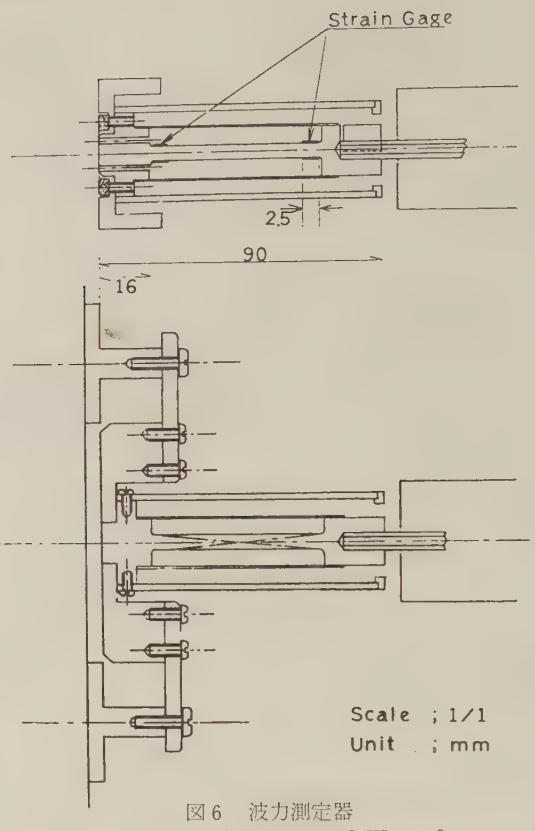


図6　波力測定器
Measurement Apparatus of Wave force

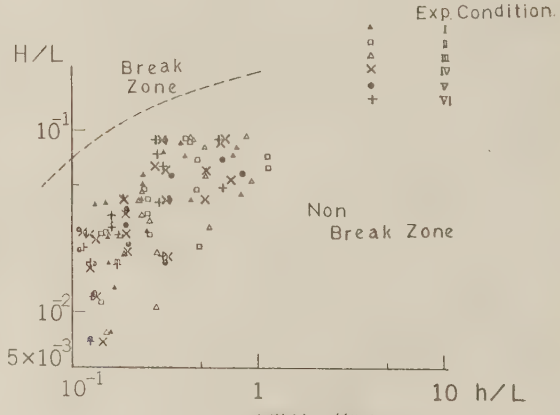


図7　実験波の範囲
Experiment wave

図化したのが図3である。この図から明らかなように，H/D が3以下であればモリソンの式において，波力の鉛直成分は質量力の項のみを考慮すれば良いことがわかる。また㊱式に示されるようにポテンシャル理論とモリソンの式により与えられる波力の比 Π_3, Π_4 は単に (K. C) 数と e/D では議論できず，λ, γ により支配される。

写真1　染料観測写真
H=5.40cm, T=0.59cm
(K.C.)=0.15, Re=2.45×10³
The photographs show that Vortex shedding is not occured

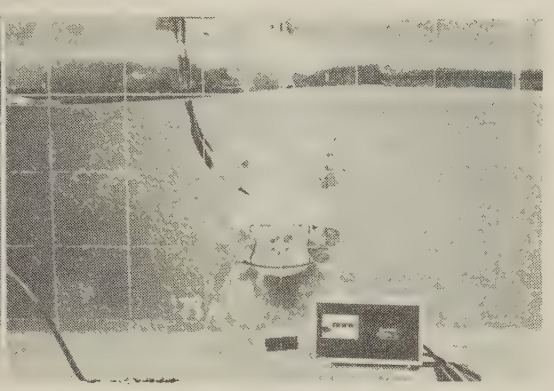


写真2　染料観測写真
H=9.47cm, T=1.91sec
K.C.数=3.54, Re=1.79×10⁴
The photograrhs show that Vortex shedding begins to be occured

そのため，λとγの e/D, h/L, z/h に対する変化をしらべたのが，図4，図5である。これらの図から次のことが言える。

① 浅海域において水平円柱と水底との間隙が小さくなると，ポテンシャル理論により与えられる揚力の項は急増する。

② 揚力の項は無次元量 e/D, h/L, z/h, H/D によって支配されるので一義的にこれを議論することはできない。しかし，図5にみられるように e/D が1以上であれば，一般に揚力の項を考慮しなくてよい。

そのことは，渦の発生がないと仮定した場合 e/D が1以上であれば，Π_3, Π_4 は波力の水平成分に対する比較と同様の取り扱いでよいことがわかる。

4. 実験装置及び模型

4.1 実験装置

実験に用いた水槽は，長さ21m，幅0.4m，深さ0.8mの片面ガラス張りの観測部をもつ2次元造波水路で，水路の上下端には，サンフレックスおよびビーチ型消波工がまた上流側にはピストン型の造波装置が取り付けられている。

4.2 波高計および波力測定装置

波高の検出には，模型直上および模型より上流40cmの位置に容量式波高計を取り付け，各位置での波高および2本の波高計の記録から波長を読みとった。波力測定装置は図6に示されるアルミ製角柱のハリ部に張られたヒズミゲージの電気抵抗変化量を動歪計により増幅し，動的な水平，鉛直方向の各成分力を測定できるもので，

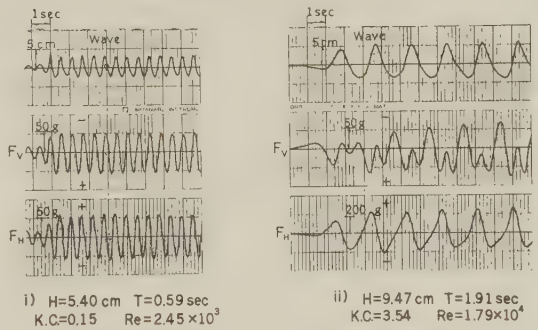


図8　波力および波の代表的観測例
(D=11.5cm, h=40cm, S=20cm)
Sample Data for D=11.5cm, h=40cm, S=20cm

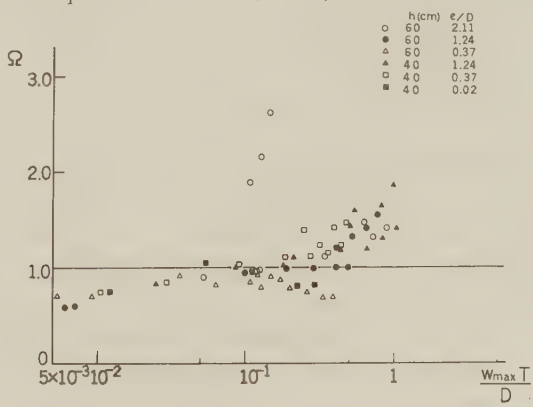


図9　モリソン式による波力と実験値の比較
(鉛直方向)
Comparison of Morison's Eq. and Mesured Force. (Vertical)

その測定範囲は，5 grから2000 grである。なお測定軸に働く軸トルクはヒズミゲージの張り方により相殺し，水平，鉛直成分には影響がないようにしてある。

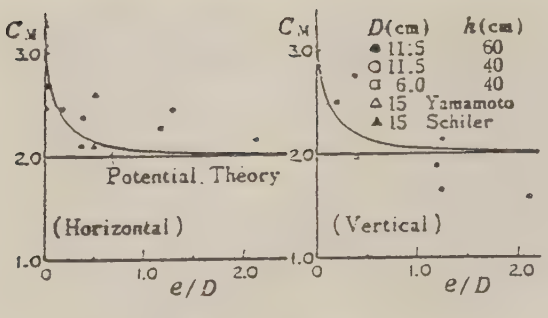


図10 C_M との関係
C_M and e/D

4.3 実験模型

実験に供した模型は，アルミ製の支持軸を有する中空塩化ビニール製の円柱で，水で充填されている。直径は ϕ=11.5cm (model A) 及び 6.0cm(model B)，長さが各々，l=20cm で，水中の張力計に取り付け後の円柱の固有振動周期 T は，実測結果各々 19.43Hz，29.07Hz である。

5. 実験の方法

実験は，造波板中立軸前面 9.5m の位置の水路両側面に波力測定センサーを取り付け，センサーに模型を水平に取り付けた。実験条件は，模型と水路底の間隔 e を，5，10，20，30cm，水深 h を，40，60cmに変化させ，模型A，Bに対して実験を行なった。実験波の諸元は，周期T=0.6～1.9sec，波高H=3.0～14.0cmで図7に示すように非砕波領域の波である。また，波力測定と同時に，模型周辺域の境界層の状態，渦の発生を染料により目視および写真観測を行なった。

6. 実験結果の考察

実験範囲について，Re数，(K. C.) 数を求めた結果，Re= O(2)～O(4)，(K. C.) = O(－2)～O(1) であり，(K.C.)数$<\pi^2$ となるため質量力について考察する。尚，Re数，(K. C.) 数を求めるに際して，物体の代表的長さは円柱の直径Dを用いた。

実験観測結果の代表的例を写真1，写真2にまたその時の波力の測定例を図8に示す。図8－i) は，写真1にみられるように円柱上での染料の分布が波動下でもあまり変化なく，円柱表面での境界層のハク離がない状態での波力の測定例である。この時，図8でわかるように，水平，鉛直成分が最大となる波の位相で波力の各成分が最大となる。すなわち，(K.C.)数の小さな領域において，境界層は十分発達せず，そのハク離も生じない。この時波力は質量力のみでも完全に与えられることがわかる。

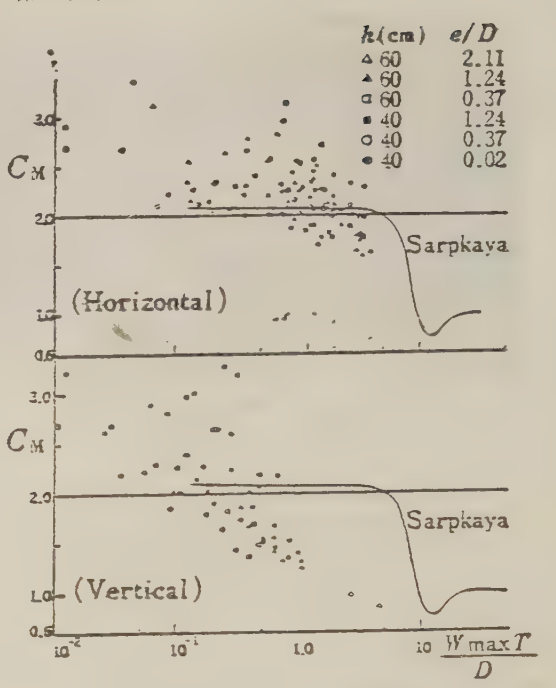


図11 C_M と K.C. 数の関係
C_M and (K.C.) Number

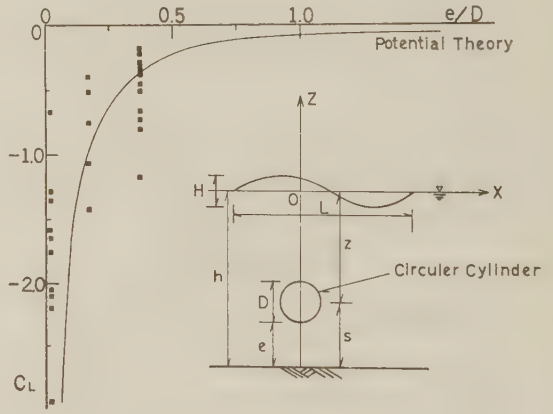


図12 C_L との関係
C_L and e/D

図8－ii) は，写真2にみられるごとく円柱の後流域に渦の発生がみられた時の記録である。これによれば，水粒子の加速度の水平成分が最大となる位相で，波力の水平成分，F_Hは最大となっている。すなわち，渦の影響は波力の水平成分には現われていない。一方，波力の鉛直成分 F_V は波の周波数の2倍で現われている。このことは円柱によって渦が生じた結果できる円柱周辺の循環

が円柱に働らく鉛直成分に揚力として作用したためと考えられる。しかしながら本論文では，渦の循環について理論的取り扱いを行なっていないため揚力を定量的に把握することは出来なかった今後の問題点である。

6.1　実測の波力と理論値の比較

測定した波力の水平，鉛直成分に対する最大値$(F_{Hmax})_{meas}$，$(F_{Vmax})_{meas}$，とモリソンの式によって与えられたそれぞれの最大値$(F_{Hmax})_M$，$(F_{Vmax})_M$の比を次式で定義する。

$$\Omega_H=\frac{(F_{Hmax})_M}{(F_{Hmax})_{meas}},\ \Omega_V=\frac{(F_{Vmax})_M}{F_{Vmax})_{meas}}$$

これを(K.C.)数$(u_{max}, T/D, w_{max}T/D)$に対して表わしたものが図2および9である。図から$e/D$の小さい場合，波力の水平，鉛直成分ともに，モリソン式は実測の波力を過小評価することが何がえる。また(K. C.)数が増加するとΩ_H, Ω_Vは増加する傾向にある。これは，(K.C.)数が増加するとC_Mは減少することを暗示している。

6.2　質量力係数，揚力係数について

波力の水平成分，鉛直成分の測定値に対し，波力の水平，鉛直成分が最大となる時点の水粒子加速度に計算した各成分方向のC_Mとe/Dの関連を図10に示した。図中の実線はポテンシャル理論値のC_Mである。C_Mはe/Dが小さくなる程大きくなる。このことはe/Dが小さくなると縮流効果により流速が円柱とBottomの間で速くなり，e/Dが大きいときよりも円柱の影響を受ける流域が広くなって付加質量C_Mが増加することを意味し，この傾向はe/Dが1.0以下において顕著である。

図10の水平と鉛直成分について比較すると，C_Mは水平成分のものに比べ鉛直成分のものが全体的にやや小さい。この理由は

① 鉛直方向の水粒子の移動量は水平方向のそれにくらべ小さいため，円柱が存在することによる影響を受ける流域の範囲が水平成分が鉛直成分よりも大きい。

② 渦が発生すると，この影響は鉛直方向に顕著に現われ，質量力と揚力は互いに相殺する結果となる。

但し，この点に関して理論的には解明するにはいたらなかった。次にC_Mと(K.C.)数の関係を図11に示す。

図11に示した実線はSarpkayaが求めた曲線である。図からC_Mは(K.C.)数が増加するとともにやや小さくなる傾向が現われてくる。

円柱周辺の流れの目視，写真観測と波力の出現の関係は岩垣らが報告しているように，C_M'が渦の発生により減少し，特に非対称渦対が発生する場合には大きく減少する現象とよく合致した。

C_Lとe/Dの関係を図12に示す，図からe/Dが小さくなると揚力が増加するが，e/Dが1以上のものに対し揚力は認められなかった。すなわちe/Dが1以下であればポテンシャル流による揚力の効果が現われると言える。また，図13の$e/D=0.02$における実験値より求めたC_Lは理論値よりも小さく現われている。この現象は境界層の厚さをδとした場合，e/Dがδ/Dよりも小さくなり，Bottomと円柱との間の流れが境界層内の流れとなるため，流れは粘性の影響により抑制されることによる。すなわち，円柱とBottomの間の圧力低下はポテンシャル理論により与えられるそれよりも小さく，揚力がポテンシャル理論により与えられた結果ほど大きくならないことを意味し，e/Dに対するC_Lの値は$\delta/D<e/D$に対し有効であるといえる。

7.　結　　言

波力の最大値に関して，本実験により得られた結果は次の通りである。

① (K.C.)数がπ^2以下，e/Dが1以上の時，波力の水平成分はモリソンの式の中で質量力の項のみを考慮すればよい。しかし，(K. C.)数が2～3をこえると渦が発生するため，必然的に円柱周辺に循環ができ，波力の鉛直成分は揚力の影響を受けることになるが，最大値を求める場合は，質量力についてのみ考慮すれば良いことが確認された。

② (K.C.)数がπ^2以下，e/Dが1以下であるとBottomの影響が顕著に理われポテンシャル理論により波力の最大値を決定することが妥当であることが実験により確認された。

③ C_MはSarpkaya[14]，岩垣ら[16]の実験および今回の実験からe/D (K.C.)数，Re数の関数であることが確認された。

④ 理論的考察において，揚力はe/D, h/L, z/hの関数となることを明らかにしたが，実験により少なくともD/∂と相関関係を持つことを確認した。

今後，抗力が卓越する場合，すなわち，渦の発生，渦による循環規模の理論的解明を推しすすめ，循環，Bottomの影響を考慮した波力の鉛直成分の評価方法について検討する必要がある。

参　考　文　献

1) Morison, J.R. et al,: The Force Exerted on Piles, Petroleum Transactions American Institute of Mining. Metallurgical and Petroleum

Eng., Vol. 189, TP 2846, 1950, p. 149～154

2) MacCamy, R. C. and Funchs, R. A.: Wave Force on Piles, A Diffraction Theory, Technical memo., Vol .69, Beach Erosion Board. U. S. Army Corps of Engineers, 1954.

3) 土屋義人，山口正隆：柱体に作用する全波力について，第20回海岸工学講演会論文集，1973，p.25～30

4) 鹿島遼一，丸山康樹，長谷川寛：杭に作用する水平波力変動の解析，第24回海岸工学講演会論文集，1977，p.342～346

5) M. Fadihil Al-kazily: Wave Force on Pipelines, Coastal Engineering, Chapter 109, 1974.

6) 林建二郎，重村利幸，竹内俊夫：波力算定式中の抗力係数，質量力係数の時間的変化について，第24回海岸工学講演会論文集，1977，p. 337～341

7) 樋木亨，中村孝幸：円柱に作用する規則波による揚力について，第22回海岸工学講演会論文集，1975. p. 525～530

8) Garrison and Seetharama: Interaction of Waves with Submerged Objects, Journal of the Waterways, Harbors and Coastal Engneering Division, A. S. C. E. 1971

9) Garrison and Philip: Wave Force on Submerged Bodies, Journal of the Waterways, Harbor and Coastal Engineering Division, A. S. C. E., 1972

10) Chakrabarti: Wave Forces on Submerged Objects of Symmetry, Journal of the Water ways Harbor and Coastal Engineering Division, 1973

11) 上北征男，山崎透勝：沈設複合構造物に作用する波力に関する一考察，土木学会中部支部講演会，1978

12) Milne-Thomson: Theoritical Hydrodynamics.

13) von Müller, W.: Systeme von Dopplquellen inder Ebenen Strömung, insbesondere die Strömung um Zwei Kreisylinder, Zeitschrift für angeuandte Mathematik und Mechanik, Band 9, Helf 3, June, 1929, p. 200～213

14) Sarpkaya: Vortex Shedding and Resistance in Harmonic Flow, Naval Post., school, Montery Colifornia, 1976

15) 岩垣雄一，石田啓：小口径円柱まわりの波圧分布と後流渦について，第22回海岸工学講演会論文集，1975，p. 531～538

16) 岩垣雄一，石田啓他：円柱に作用する規則波と振動流による波力の比較，第32回土木学会年次学術講演会，1977

17) 堀川清司，杉山俊幸，松村好造：海底近傍に設置された水平円柱に作用する波力，第32回土木学会年次学術講演会，1977

18) T. Yamamoto and J. H. Nath: Wave Forces on Cylinders Near Plane Boundary, Journal of the Watetways Harbor and Coastal Engineering Division, A. S. C. E., 1974

19) T. Yamamoto: Hydrodynamic Forces on Multiple Circular Cylinder, Journal of the Hydraulics Division, A. S. C. E., 1976

Wave force on Submerged Horizontal Cylinder

By

Yukio UEKITA

Summary

Wave force on horizontal circuler cylinder has been calculated by "Morison's equation." However it was found that the coefficient of added mass C_{MA} and drag coefficient C_D vary with the wave height, wave length, depth of the cylinder below still water surface and gap between the cylinder and bottom.

The investigation was made with the following purposes:

① The distinguished region of inertia force and drag force in "Morison's equation."

② The application limits of "Morison's equation" and Potential theory when the wave force maked up the horizontal circular cylinder.

③ The lift coefficient C_L as a function of the gap between the cylinder and the bottom bonndary.

The experiment was development for horizontal circular cylinders near a plane boundary with a wave direction parrallel to the boundary and perpendicular to the cylinder.

In this experiment, it was maked clear as follows:

① When K. C. number was less than π^2 and $e/D > 1$, the drag force was neglected in "Morison's equation." In this case, the wake was formed when K. C. number was 2 and 3.

② When K. C. number was less than π^2 and $e/D < 1$, the wave forced was obtained by Potential thory.

③ Inertia coefficient C_M was the function of e/D, K. C. number and Re.

④ Lift force was the function of e/D, h/L and z/h and was closely related to e/D.

水工研報告 2
1981 pp. 25～32

水深の変化する二次元二層界面長波

木村 晴保*

目 次

1. 緒 言……25
2. 級数解の実験的検証……25
2.1 実験の概要……25
2.2 実験範囲……26
2.3 級数解と実験結果との比較……26
2.3.1 固有周期……26
2.3.2 界面変動量と流速分布……26
2.3.3 要 約……28
3. 相似則……28
3.1 水深が一様に変化する二次元二層界面長波の相似則……28
3.2 計算例……28
4. 結 言……30
〔付 録〕……30
参考文献……31
Summary……32

1. 緒 言

前報[1]では，水深の変化する水域での二次元二層界面長波の基本式（A－5）を導き，底勾配が一定な水域での界面静振の級数解（A－6～10）を求めた。これに基づき，水深が変化することに起因する界面静振の特質について述べた。工学上特に興味のある事項は

①水深が一定である水域での界面静振は表面波の結果から類推できる。

②水深が変化する水域では，界面静振のモード周波数は基本モードの整数倍とはならない。

③深海の底質は，界面静振によって移動することも十分あり得る。

これらは級数解の数値計算結果から推論したものであるため，実験により級数解を検証する必要があると思われる。

本稿では，前報で得た界面静振の級数解のうち，固有周期，界面変動および上下層の流速について実験結果と比較し，級数解の適用範囲と精度について述べる。また基本式から二次元二層界面長波の相似則を導き，その計算例を示す。数値計算および実験は日本テトラポッドKK綿貫啓君（当時東海大学海洋学部修士課程）によるもので，深謝する次第です。

2. 級数解の実験的検証

2.1 実験の概要

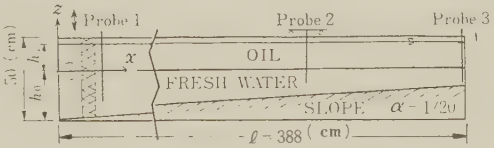


図1 造波水槽（Wave tank）

図1は実験装置の模式図である。水槽は，長さ4.0m，（有効長 3.88m）×幅0.2m×深さ 0.5m の規模で，厚さ10mm の透明なアクリル製である。水路底は厚さ15mmの塩化ビニルで勾配1/20の斜面とした。

図2は造波機で，外径10cm のアルミ製円筒を界面を中心に上下させるプランジャータイプである。これを水槽（図1）の左端に固定し，円筒は直径1mmのステンレスワイヤー2本で吊り下げ，駆動部に接続した。駆動部のモーターは無段変速で，造波周期を 2～30sec まで連続的に変化できる。

造波機の前面には消波材を設け（図1）造波周期以外の擾乱をできるかぎり消去するようにした。

二層の流体には石油（比重0.786）と淡水(比重0.999)を使用した。

界面変動量の測定には，3台の容量式波高計を使用した。2台（図1に示すProbe 1 と 3）は水槽に固定し，1台（Probe 2）は水槽の縦断方向に移動可能な台車に固定した。記録には感熱式のペンオシログラフを使用した。造波周期は5ないし10周期間の時間を1/100秒デジタルストップウォッチで実測し換算した。

* 水産土木工学部

2.2 実験範囲

表1に実験の範囲を示す。3ケースとも，$h_1/h_0, \alpha, l, \rho_1, \rho_2$ および造波ストロークは同一で，$\alpha l/h_0$ のみが異なる。$\alpha l/h_0$ が1.0のケースは図1に示す水槽右端（以後最浅水端という）で下層の層厚が0となり，解析結果の適用範囲外である。これは〝浅部で下層層厚が小さくなると，下層流速が非常に大きくなりうる〟という前報で予察したことの検証と界面波の挙動を観るためである。他の2ケースは解析結果を検証するためである。3ケースとも表1の実験範囲内で造波周期を変え，そのつど記録紙上で界面変動が安定したのを確め，そのときの界面変動を記録するとともに，最浅水端での界面および自由表面の変動量を目視測定した。記録値と目視値との差は±1.0mm以下であった。界面静振が発達したと認められる造波周期の下では（これは周期をわずかづつ短かくして造波したとき，最浅水端での界面変動量が最大となること，および水槽縦断の界面の挙動から判断した）Probe 2を水層縦断方向に移動させ，各断面での界面変動量を実測した。また，上下層の流体中に浮遊する物質が1周期間に移動する水平距離を実測し，流速の振動振幅に換算した。

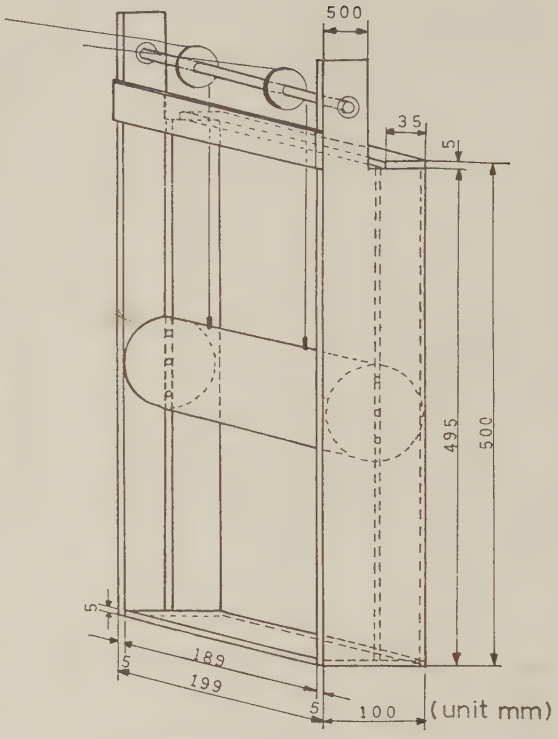


図2 造波装置（Wave generator）

2.3 級数解と実験結果との比較

2.3.1 固有周期

図3～5は造波周期を横軸に，最浅水端における界面変動量と自由表面の変動量を縦軸に示したもので，各図は順次$\alpha l/h_0$の値が0.746，0.882，1.0に対応する。また各図とも横軸には級数解から求めたモードと周期を付記した。

図6は$\alpha l/h_0$が1.0，モード3の浅水部での界面の挙動を示す。すなわち，斜面上を遡上してきた界面フロントは鉛直壁に衝突し反射される。そこで図5の界面変動量はフロントが斜面上を最も低下した位置から鉛直壁で界面が最も上昇した位置までの高さとした。

図3，4とも，級数解から求めたモード周期の近くで，界面変動量のピークがみられる。このピークの近くに真の界面波の固有周期が存在すると考えられる（付録（4））。図5では，ピークの生ずる造波周期は級数解の値よりも7～8％短い。図5の実験条件は，$\alpha l/h_0$が1.0で級数解の適用範囲外である（詳しくは後で述べる）それゆえ，適用の範囲内においては，固有周期の解析結果は実用上，十分な精度で妥当といえる。

2.3.2 界面変動量と流速分布

図7～9は，モード1～3における水槽縦断面での界面変動量と流速の分布形を示したものである。界面変動量と流速の理論曲線は，図7，8については，$x/l=1.0$での界面変動量が理論値と実験値とが一致するようにして級数解より求めた。図9では，図中矢印で示した点で両者の界面変動量が一致するようにした。

実験条件$\alpha l/h_0$が0.746と0.882である図7，8では，界面変動量は節の近くを除き理論と実験はよく一致して

表1 実験の範囲（Experimental conditions）

h_1	h_0	$l\alpha/h_0$	ρ_1	ρ_2	l	α	T
cm	cm		g/cm³	g/cm³	cm		sec
13.0	26.0	0.746	0.786	0.999	388	0.05	5.4～22.1
11.0	22.0	0.882	0.786	0.999	388	0.05	7.4～24.4
9.7	19.4	1.000	0.786	0.999	388	0.05	8.5～27.9

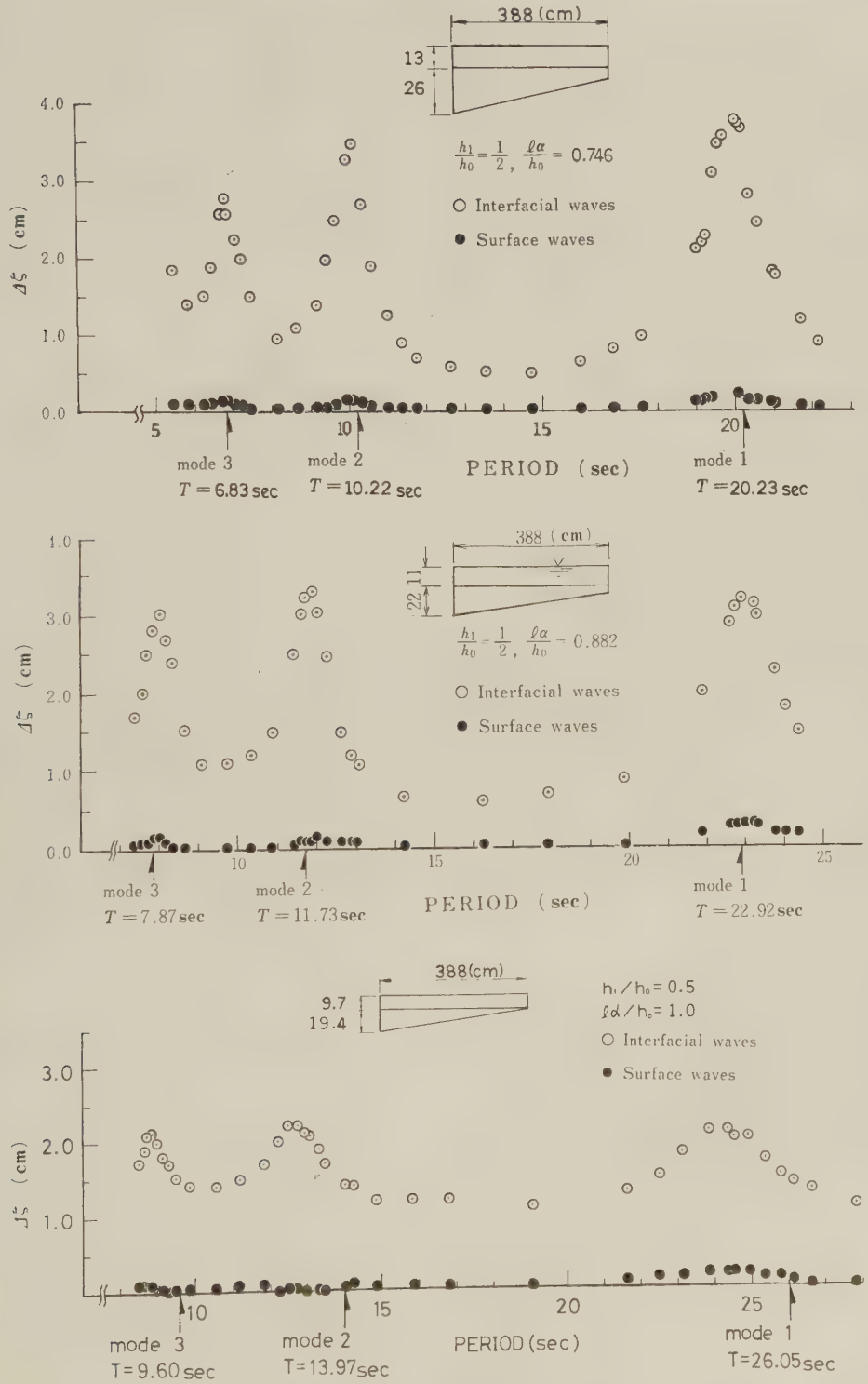


図3・図4・図5　各種造波周期での水槽右端における界面および表面の変動量
(Wave height at the right side water tank vs. wave generating period)

いる。流速についても測定誤差を考慮すれば，両者はよく一致していると言える。$\alpha l/h_0$が1.0（図9）では，界面変動量の実験値は節と腹の位置が前記の2ケースのものに比べて不鮮明で，かつそれらの位置は理論値よりもやや深水部（図で左の方）に移動している。流速は，モード2の下層の流速を除けば，両者はよく一致している。

モード1以上の流速分布についてみると，上層では深水部の節の近くで，下層では浅水部の節の近くで最大流速が生じていることが判る。これは底面傾斜による界面静振の特徴である。

参考までに実測から得られた各モードの最大流速を付記すると，モード1では$\alpha l/h_0$が0.882で5.2cm/sec，モード2では，0.882で7.2cm/sec，モード3では1.0で8.1cm/secであった。

2.3.3 要　約

$\alpha l/h_0$が0.746と0.882では，固有周期，界面変動量および上下層の流速とも，実験結果は解析結果と良く一致した。一方1.0では，流速は比較的良く一致したものの，固有周期については，実験結果は解析結果よりも7～10%短く，界面変動の節および腹は不鮮明で，かつそれらは解析結果よりも水深の深い方で生じている。実験と解析とに差の生じた原因としては，級数解は，界面波を微小振幅とし，かつ浅水端で界面の勾配が0なる境界条件の下で導かれているのに対し，実際には界面は図6の挙動をした。すなわち，界面は斜面を遡上し，鉛直壁に衝突し反射する。この際，波高0.9cm，波長10cm程度の波が新たに，2，3波生じ，造波機側へ伝播していくのが観られた。$\alpha l/h_0=1.0$，モード3（図9）の界面変動量が節の位置で0とならなかったのは，この新たな波によるものと考えられる。

結局，級数解（A－6～10）は，これらを導く際に仮定した次の条件の範囲内であれば適切と言える。

①流体は非圧縮，非粘性とし，二層の流体がMixingしない範囲の現象とする。

②水域の幅および底勾配はともに一定とする。

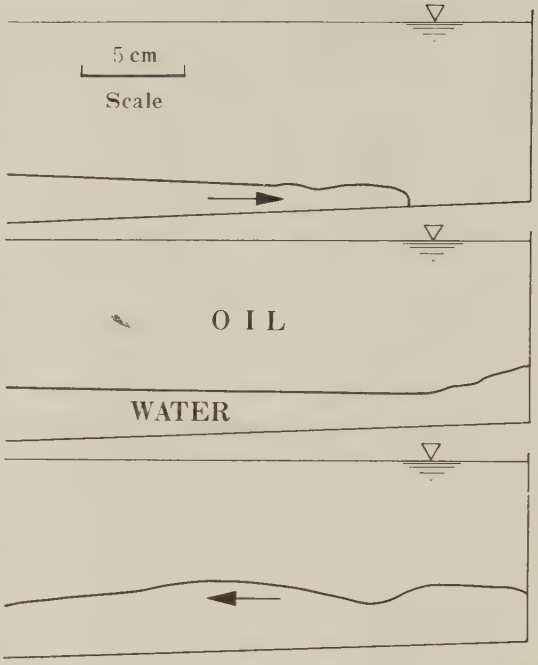
③密度分布は二層界面で，$\alpha l/h_0<1.0$とする。

④界面静振は二次元微小振幅長波とする。

3.　相　似　則

3.1　水深が一様に変化する二次元二層界面長波の相似則

地形の類似した2ケ所の水域における界面長波の比較または，模型実験の結果との比較のために，前報で得た基本式（A－5）より二次元二層界面長波の相似則を導いておく。



$h_0=19.4\,\mathrm{cm}$，　$h_1=9.7\,\mathrm{cm}$，　$\alpha=1/20$

$\ell=388\,\mathrm{cm}$，$T=8.73\,\mathrm{sec}$, mode 3，$\ell\alpha/h_0=1.0$

図6　斜面上における界面フロントの挙動
Interfacial wave front behavior on a slope under the above condisions

模型縮尺比の諸量を次の記号で与えるものとする。

λ_H：水平方向の地形　　λ_V：鉛直方向の地形

$\lambda\rho$：下層流体の密度　　$\lambda\Delta\rho$：上下層流体の密度差

λ_T：時間

基本式（A－5）式の各項は

（A－5）式の第1項$\sim\dfrac{1}{\lambda_H}\left\{\dfrac{1}{\lambda_H}\dfrac{1}{\lambda_H}\left(\lambda_H\dfrac{\lambda_V}{\lambda_H}\right)\right\}$

$=\dfrac{\lambda_V}{\lambda_H{}^3}$

（A－5）式の第2項　$\sim\dfrac{1}{\lambda\Delta\rho/\lambda\rho}\dfrac{\lambda_V}{\lambda_V{}^2}\dfrac{\lambda_V}{\lambda_H\lambda_T{}^2}$

$=\dfrac{\lambda\rho}{\lambda\Delta\rho}\dfrac{1}{\lambda_H}\dfrac{1}{\lambda_T{}^2}$

模型が原型と相似であるためには上記（A－5）式の第1項と第2項の比が1であればよい。すなわち

$$\lambda_T{}^2=\lambda\rho\lambda^{-1}\Delta\rho\ \lambda_H{}^2\lambda_V{}^{-1}\quad\cdots\cdots\cdots\cdots(1)$$

であればよい。

3.2　計算例

例えば，水域の水平規模は図4に示す模型規模の2000

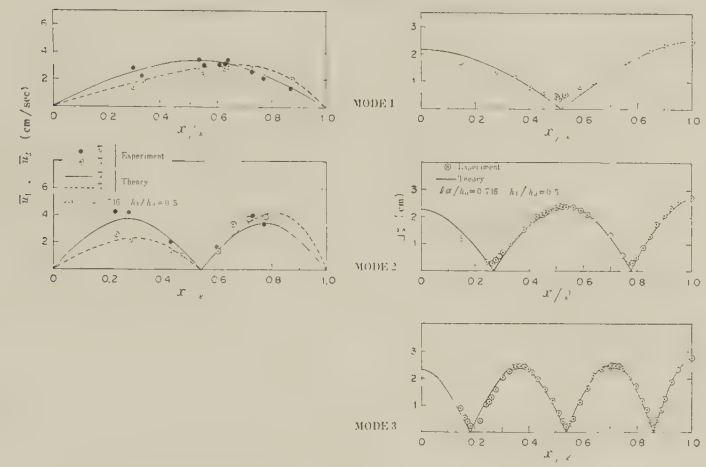


図 7

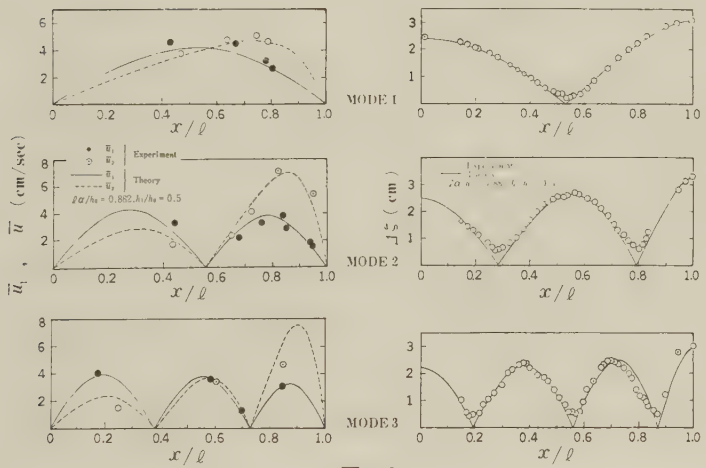


図 8

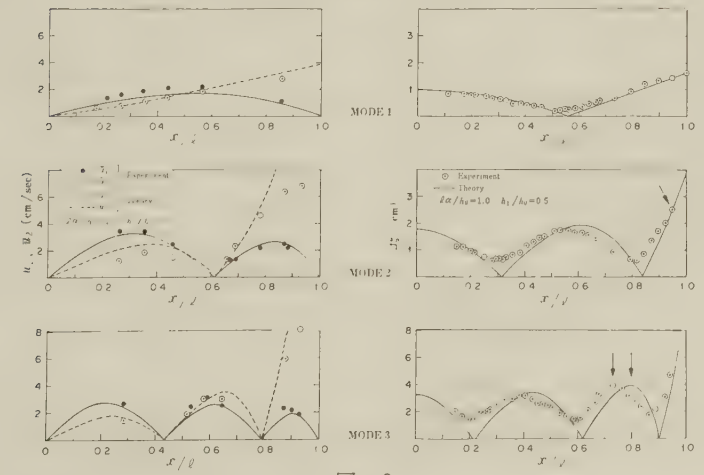


図 9

図7・図8・図9 級数解と実験値との比較

Comparison between theory and experimnt of velocity ($\bar{u}_1, \bar{u}_2$), interfacial fluctuation ($\Delta\zeta$)

$\bar{u}_1$: in the upper layer $\bar{u}_2$: in the lower layer

倍で7760m，鉛直規模は200倍で，深水部の水深が66m，浅水部で27.2mとする。そして，表面下22.0mのところに躍層が発達し，上層の密度ρ_1が1.0205g/cm³，下層の密度ρ_2が1.0245g/cm³になったとする。このような条件の下でモード1の界面静振が発達し，最浅水端で界面変動量が7.0mとなった場合，図8のモード1の実験結果から，この場合のモード周期と底層での最大流速を（1）式の相似則より求めてみる。

原型と模型のモード周期をT_p，T_m，水平流速をu_p，u_mおよび界面変動量をH_p，H_m，とすると

$$\frac{T_m}{T_p}=\lambda_T=\left(\lambda\rho/\lambda\Delta\rho/\lambda_V\right)^{1/2} \quad \cdots\cdots(2)$$

$$\frac{u_m}{u_p}=\lambda_H\cdot\lambda_T^{-1} \quad \cdots\cdots(3)$$

$$\frac{H_m}{H_p}=\lambda_V \quad \cdots\cdots(4)$$

となる。

図8の実験と当水域の縮尺比の諸量は

$$\left.\begin{aligned}&\lambda_H=1/2000\\&\lambda_V=1/200\\&\lambda\rho=\frac{0.999}{1.0245}=0.975\\&\lambda\Delta\rho=\frac{0.999-0.786}{1.0245-1.0205}=53.205\end{aligned}\right\}\quad\cdots\cdots(5)$$

であることより(2)～(4)式は次式となる。

$$T_p=\lambda_T^{-1}\cdot T_m=1.045\times10^3\cdot T_m \quad \cdots\cdots(6)$$

$$u_p=\lambda_H^{-1}\cdot\lambda_T\cdot u_m=2000\times\frac{1}{1.0405\times10^3}u_m=1.149u_m \quad \cdots\cdots(7)$$

$$H_p=\lambda_V^{-1}\cdot H_m=200H_m \quad \cdots\cdots(8)$$

実験では，モード1の固有周期は図4よりT_m＝23secであり，これに対応する下層の最大流速u_mは，図8より浅水部の界面変動H_mが3.0cmで5.0cm/secである。

よって当水域でのモード周期T_pは(6)式より

$$T_p=1.045\times10^3\times23/(60\times60)=6.68(\text{hour})$$

最大流速は，浅水部での界面変動量が6m（(8)式より200×3cm），のとき9.57cm/sec（(7)式より1.914×5cm/sec）となる。

流速は，界面変動量に比例することから（(A－3)式）界面変動量が7mのときの最大流速は11.17cm/sec（9.7×7.0/6.0）となる。

4. 結　　言

模型実験により界面静振の級数（A－6～10）の適用範囲および精度について検討した結果，級数解は次の条件の範囲内であれば実用上十分な精度でもって適切と言える。

①流体は非圧縮，非粘性で，二層流体がMixingしない範囲の現象とする。

②水域の幅および底勾配はともに一定とする。

③密度分布は二層界面で$\alpha l/h_0<1.0$とする。

④界面静振は二次元微小振幅長波とする。

また，基本式（A－5）に基づき，水深が一様に変化する二次元二層界面長波の相似則(1)式を導き，地形の類似した2ケ所の水域における界面長波の比較または，模型実験結果との比較方法について述べた。

〔付　　録〕

(1) 二次元二層界面長波の基礎式

〔連続の式〕

$$-b\partial\zeta_2/\partial t+h_1\partial(u_1b)/\partial x=0 \qquad (A-1)$$

$$b\partial\zeta_2/\partial t+\partial(u_2bh_2)/\partial x=0 \qquad (A-2)$$

〔運動方程式〕

$$\partial u_1/\partial t+g\partial\zeta_1/\partial x=0 \qquad (A-3)$$

$$\partial u_2/\partial t+g\{\partial\zeta_1/\partial x+(\Delta\rho/\rho)\partial\zeta_2/\partial x\}=0 \qquad (A-4)$$

ここに，u：流速，ρ：密度，p：圧力，g：重力加速度，b：水域幅，h：静水時の層厚，添字1は上層2は下層を示す，ζ_2：界面の鉛直変位で上方を正，ζ_1：自由表面の変位置，$\Delta\rho=\rho_2-\rho_1$，$\rho=\rho_2\simeq\rho_1$

(2) $h_2=h_2(x)$，$b=b(x)$の水域での二次元二層界面長波の基本式

$$\frac{\partial}{\partial x}\left\{\frac{1}{b}\frac{\partial}{\partial x}\left(b\frac{\partial\zeta_1}{\partial x}\right)\right\}-\frac{1}{(\Delta\rho/\rho)g}\frac{h_1+h_2}{h_1h_2}\frac{\partial^3\zeta_1}{\partial x\partial t^2}=0 \qquad (A-5)$$

(3) $h_2=h_2-\alpha x$，$b=$const の水域における二次元二層界面静振について

〔モード周期 σ_M〕

$$\sum_{n=1}^{\infty}[a_n]=0 \qquad (A-6)$$

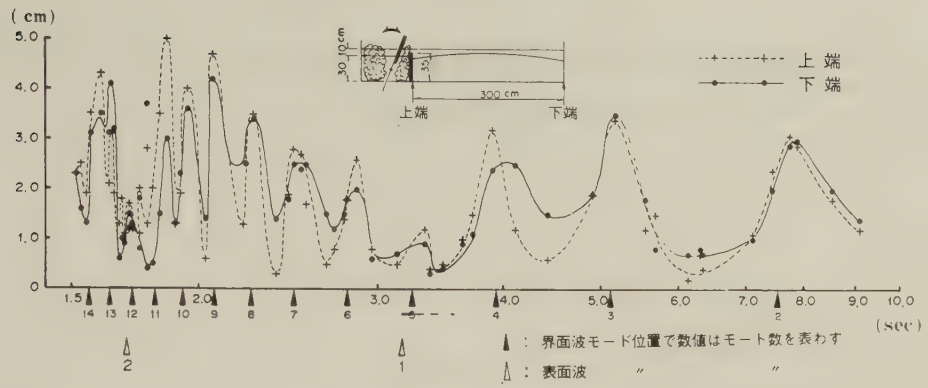
を満足するσを求める

ただし，a_1：任意定数

$a_2=0$

$a_3=-\nu^2(1+\beta)\,a_1/6$

⋮



付図　各種造波周期での界面の変動量
(Wave height vs. wave generating period)

$$a_n=\{(n-1)(n-2)\gamma a_{n-1}-\nu^2(1+\beta)a_{n-2}+\nu^2\beta\gamma a_{n-3}\}/\{n(n-1)\}$$

$$\beta=h_0/h_1,\ \gamma=\alpha l/h_0,\ \nu^2=(\sigma l)^2/(\Delta\rho/\rho)gh_0$$

〔表面と界面の振動振幅 $\Delta\xi_1$, $\Delta\zeta_2$〕

$$\Delta\zeta_1(\xi,\sigma_M)=l\left\{\sum_{n=1}^{\infty}\left[\frac{a_n}{n+1}\xi^n\right]-\sum_{n=1}^{\infty}\left\{\frac{a_n}{(n+1)(n+2)}\right\}\right) \qquad (A-7)$$

$$\Delta\zeta_2(\xi,\sigma_M)=\frac{gh_1}{l\sigma_M{}^2}\sum_{n=1}^{\infty}[na_n\xi^{n-1}] \qquad (A-8)$$

ここに　$\xi=x/l$

〔上下層の水粒子速度振幅 $\tilde{u}_1$, $\tilde{u}_2$〕

$$\tilde{u}_1(\xi,\sigma_M)=-\frac{g}{\sigma_M}\sum_{n=1}^{\infty}[\alpha_n\xi^n] \qquad (A-9)$$

$$\tilde{u}_2(\xi,\sigma_M)=-\frac{g}{\sigma_M}\left\{\sum_{n=1}^{\infty}[a_n\xi^n]+\frac{1}{\nu^2}\sum_{n=1}^{\infty}[n(n-1)a_n\xi^{n-2})\right\} \qquad (A-10)$$

(4)　造波周期と界面静振の発達状況[2)]

付図は，図中に示す二次元造波水槽（幅20cm×高さ50cm×長さ400cm）に下端より300cmの位置に高さ35cmの鉛直壁を設け，下層30cmには淡水（比重0.999）を上層10cmには石油（比重0.786）を用い，二層界面を形成したのち，フラター式造波機のストロークを一定とし，周期のみを変えて造波したときの上端と下端での界面変動量を示したものである。なお横軸には，水深一定な二次元二層界面波の分散式[3)]より，長さ300cm，深さ40cm（上層：層厚10cm，比重0.786，下層：30cm，0.999）の水域での表面と界面の静振モード周期を求め付記した。

界面へのエネルギー供給は，上端の鉛直壁上部と自由表面との間隔5cmを通じて行なわれる。実験には，造波機の前面と後面に消波材を入れ造波周期以外の擾乱を出来る限り消去するようにした。

この結果より次のことが言える。

①造波周期が界面波のモード周期に近ずくと，上端および下端での界面の変動量は大きくなる。すなわち界面静振が発達する。

②しかし①の条件の下でも，表面波のモード周期がその近くに存在すると，界面静振は発達しにくくなる。

事項②を確認するため，造波周期を図に示す界面波モード5のままとし，下端の鉛直壁を上端の鉛直壁から，180cm（界面波のモード3の長さに相当する）に設け造波したところ，モード3の界面波が発達し，下端での変動量が2.4cmとなった。

以上は非常に簡単な実験結果ではあるが，界面静振が発達するための重要な条件を示唆しているものと思う。すなわち，エネルギーの供給周期（造波周期）が界面静波のモード周期に近いことは，界面静振が発達するための必要条件であって十分条件ではないことである。

参考文献

1)　木村晴保：2次元水槽における二層界面長波—特に界面静振について—，水工研報告1.1980,45～54
2)　木村晴保・渡辺栄：長方形断面水路における二層界面波のセイシュについて，農業土木学会大会講演会講演要旨　1979.・162～163
3)　例えば中村充「水産土木学」工業時事通信社　1979（1,311）式

Interfacil Long Wave in a Two-dimensional Basin with Gentle Sloping Bed

by

Haruyasu KIMURA

Summary

In the previous paper, simple series solutions were produced for the problem of internal seiche in a two-dimensional basin with two stratified fluid where the bottom slope is linear.

The numerical solutions indicated the following iteme:

1) if the bottom slope is zero, we will deduce characteristics of the interfacial seiche from that of the surface waves.
2) the frequency σ_M of the Mth mode will not become M times that of the first mode.
3) in region of the shallower depth, interfacial seiche will induce bottom sediment motion.

The purpose of this research is twofold:

1) to compare the results of the experiment with the series solutions.
2) to find the low of similitude for the interfacial long waves.

Comparision the experiments and the solutions are shown at Figs. 3~5 for the frequency of the seiche mode, Figs. 7~8 for the velocity and wave height at interface.

The solutions are in satisfactory agreement with the results of the experiments except that $\alpha l/h_0$ is unit.

The low of similitude for the interfacial long waves is equation (1) which driven from the basic equation (A—5).

水工研報告 2
1981 pp. 33～46

異方正規圧密粘性土の変形特性

大槇 正紀*

目 次

1. 緒 論……33
2. 試料，試験方法及び解析に用いたパラメーター…33
2.1 試 料……33
2.2 試験方法……34
2.3 解析に用いたパラメーター……34
3. 平均主応力一定経路に沿うせん断特性……34
3.1 試験結果……34
3.2 解析結果……34
4. 異方圧密時の変形特性……36
4.1 異方圧密時の変形特性に及ぼす応力履歴の影響……36
4.2 異方圧密時の応力比と塑性ひずみ増分比の関係……38
5. 一般応力経路上での変形特性……41
5.1 試験結果……41
5.2 応力～ひずみ関係の解析結果……43
6. 結 論……44
参考文献……45
Summary……46

1. 緒 論

自然地盤においては，土は一般に異方応力状態で圧密（K_0一圧密）されている。したがって，このような地盤の変形問題を扱うためには，異方圧密された土の変形特性を知る必要がある。異方圧密試料は，変形，強度特性の異方性を有しており，これは土の堆積環境，せん断，圧密時の応力履歴などによる広い意味での土の構造（soil structure）の異方性に起因すると思われる。ここでは，応力履歴によって生じた粘性土の変形特性を扱っている。

試験は，種々の応力履歴を与えた試料を一定応力比のもとで圧密する異方圧密試験，種々の応力比で異方圧密した試料の平均主応力一定せん断試験，及び両者を組み合せた一般応力経路上での試験，の3種類を行っている。このような異方圧密粘性土の種々の応力経路上での変形特性を考えるとき，等方試料の変形特性はこの特殊の場合として，これに含ませるように異方正規圧密粘性土の応力～ひずみ関係式を導びく必要がある。ここでは，等方正規圧密粘性土の応力～ひずみ関係は等方応力軸（静水圧軸）を中心に考えた[1]ように，異方正規圧密粘性土では異方圧密時の応力軸を中心に考えることにより，異方圧密粘性土の応力～ひずみ関係を導びいている。この中で，試験結果の解析においては，弾塑性理論を用いているが，ひずみ増分の塑性成分は圧密によるもの（p成分と呼ぶ）とせん断によるもの（η成分）に分けて考え，実験結果より，これらの各成分に対する実験式を求めている。

* 水産土木工学部

注）この論文は，筆者の学位請求論文の一部である。その論文に対し，昭和55年1月23日京都大学から工学博士の学位が授与された。

2. 試料，試験方法及び解析に用いたパラメーター

2.1 試 料

試験に用いた試料は，市販の粉末粘性土（通称，藤の森粘土）であり，京都市南部で採取したものを乾燥粉末状にしたものである。物理特性は，$w_L=44\%$，$w_P=26\%$，$PI=18\%$，$G_s=2.648$である。粒度組成は，粘土分（粒径$d\leqq 5\,\mu$）が18%，シルト分（$5\,\mu<d<50\mu$）が50%，砂分（$50\mu<d$）が32%で，三角座標分類ではシルト質ロームである。

試料は，含水比約120%でソイルミキサーにより十分練り返した後，大型圧密リング（直径25cm，高さ15cm）で最終圧密圧力0.5kgf/cm^{2}まで圧密した後，除荷して吸水膨潤させた練り返し再圧密試料である。大型圧密リングによる試料作成期間は約40日である。大型圧密リングから取出した試料は約5cm×5cm×10cmの直方体に切り出し，含水比が変化しないように銀紙で包んだ後，ろう付けして実験室内に保管し，適宜，取り出して実験に供した。

2.2　試験方法

試験は，N.G.I.型三軸セル内に供試体（直径3.5cm，高さ7.9cm）を設置し，供試体の両端には端面拘束の影響を軽減するため，シリコングリスを塗布したゴムの薄膜をはりつけた合成樹脂製の円板をそう入した。供試体の排水は，圧密期間を短縮するため，供試体の周囲に巻いたスリット状のロ紙による周面排水により行った。載荷は，供試体を三軸セル内に設置した後，側圧は水による液圧を加え，軸圧はピストンロッドを介してレバーにより静的に荷重を加えた。

試験は，軸圧，側圧を一定期間毎に段階的に変化させていく荷重制御条件で行っている。すなわち，あらかじめ与えられた応力経路上の応力点毎（図1，7，10，13，18参照）に約24時間ずつ載荷するが，その際，応力変化を小さくするため，初めに，次の応力点と現在の応力点の中間点まで載荷し，30分間放置し，この載荷による過剰間げき水圧の消散を待って，次の応力点の応力状態を与える2段階載荷としている。供試体の変位の測定は，供試体上端面の鉛直変位量をピストンロッドを介してダイヤルゲージ（精度1/100mm）で測定し，供試体の体積変化量をビューレット（精度1/100cc）で測定した。

2.3　解析に用いたパラメーター

試験結果の解析には，次の応力，ひずみのパラメーターを用いた。

$$p=\frac{1}{3}(\sigma_a'+2\sigma_r'),\quad q=\sigma_a'-\sigma_r',\quad \eta=\frac{q}{p}$$

$$v=\varepsilon_a+2\varepsilon_r,\qquad \varepsilon=\frac{2}{3}(\varepsilon_a-\varepsilon_r)$$

ここに，σ_a'，σ_r'は円柱供試体の軸方向及び半径方向の有効主応力であり，ε_a，ε_rは円柱供試体の軸方向及び半径方向の主ひずみである。したがって，pは平均有効主応力，qは軸差応力，ηは応力比である。また，vは体積ひずみ，εは軸方向の偏差ひずみである。ここに用いた応力及びひずみのパラメーターは，いずれも圧縮を正としている。

3.　平均主応力一定経路に沿うせん断特性

3.1　試験結果

図1に行った各試験の応力経路を示している。試験はすべて排水状態で荷重制御により行っている。各試験は，$p=0.5\mathrm{kgf/cm^2}$で約1日間等方圧密を行った後，pを一定として所定の応力比η_iまで約1日間で段階的に応力比を変化させる。その後，応力比ηを一定（$=\eta_i$）として，$p=1$，$2\mathrm{kgf/cm^2}$と1日毎に異方圧密を行う。この後，pを一定として，図中のプロットに従って1日毎に応力比を変化させ，破壊に至らしめるものである。同図(a)の各試験は，三軸圧縮下（$\eta_i\geqq 0$）で異方圧密を行った後，p一定でせん断を行い，三軸圧縮下で破壊に至る（$M=M_C>0$）ものである。同図(b)の各試験は，三軸圧縮下（$\eta_i\geqq 0$）または三軸伸張下（$\eta_i\leqq 0$）で異方圧密を受けた後，p一定せん断中に静水圧軸を横切って，それぞれ三軸伸張及び三軸圧縮下で破壊に至るものである。

図2は試験結果である。同図(a)は各試験の応力比ηと偏差ひずみεとの関係を示している。図より，破壊時の応力比Mは異方圧密時の応力比η_iにほとんど関係なく，ほぼ一定値に達している。ここでは，三軸圧縮下及び三軸伸張下での破壊時の応力比をそれぞれ$M_C=1.50$，$M_E=-1.12$としている。図から，破壊付近で土が膨張に転じているが，それまでは$(-\delta e)$～η関係は互いに平行な直線とみなせる。また，等方圧密試料（$\eta_i=0$）の$(-\delta e)$のピーク値は，三軸圧縮と伸張でほぼ同じになっている（$\Delta e_f=0.0303$）。

いま，応力比η_iで異方圧密された試料のせん断による間げき比の減少量$(-\delta e)$のピーク値を$\Delta e_{f\eta i}$とする。図3は各試験の$(M-\eta_i)\cdot\Delta e_f/(M\cdot\Delta e_{f\eta i})$と$\eta_i$の関係をプロットしている。これより，$\Delta e_{f\eta i}$は次のように表わせる。

$$\Delta e_{f\eta i}=\frac{M-\eta_i}{M}\Delta e_f \qquad \cdots\cdots(1)$$

ここに，Δe_fは等方圧密試料のせん断による間げき比の減少量の最大値である。

3.2　解析結果

ここでは，異方圧密試料が平均有効主応力一定経路に沿ってせん断されるときのη～ε関係及び$(-\delta e)$～ε関係を次のように表わす。

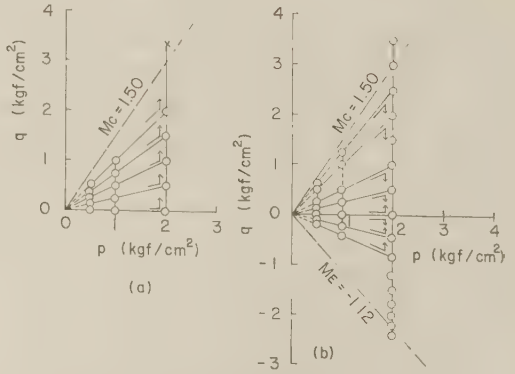


図1　応力経路
Stress path

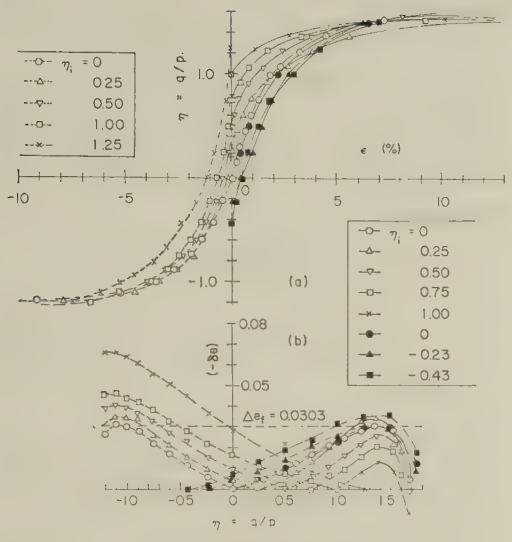


図2　平均主応力一定せん断試験結果　(a)η～ε関係，(b) $(-\delta e)$～η関係
Experimental results when specimens are sheared along the mean effective stress
(a) η～ε relationship, (b) $(-\delta e)$～η relationship

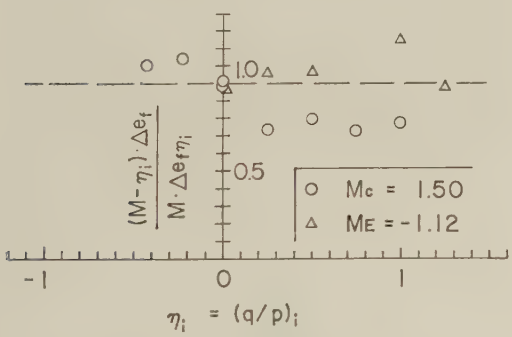


図3　$(M-\eta_i)\cdot\Delta e_f/(M\Delta e_{f\eta i})$～$\eta_i$プロット
$(M-\eta_i)\cdot\Delta e_f/(M\Delta e_{f\eta i})$ ～η_i plots

$$\eta-\eta_i=(M-\eta_i)\{1-\exp(-A|\varepsilon|)\}$$
$$(-\delta e)=\Delta e_{f\eta i}\{1-\exp(-A|\varepsilon|)\}$$
$$=\frac{M-\eta_i}{M}\Delta e_f\{1-\exp(-A|\varepsilon|)\}\cdots\cdots(3)$$

ここに，$(-\delta e)$は異方圧密終了後のせん断開始時からの間げき比の減少量である。また，Aは定数である。式(2)，(3)より，εを消去すると次式を得る。

$$(-\delta e)=\frac{\Delta e_f}{M}(\eta-\eta_i)\cdots\cdots(4)$$

式(2)，(4)の微分形は次のように与えられる。

$$d\varepsilon=\pm\frac{1}{A}\frac{d\eta}{M-\eta}\cdots\cdots(5)$$

$$(-de)=\frac{\Delta e_f}{M}d\eta\cdots\cdots(6)$$

式(5)において，正及び負の符号は，それぞれ三軸圧縮下$(M=M_C>0)$及び三軸伸張下$(M=M_E<0)$で破壊する場合に対応する。式(5)，(6)よりひずみ増分比は次のように書ける。

$$\frac{dv}{d\varepsilon}=\pm\frac{A\cdot\Delta e_f}{1+e}\left(1-\frac{\eta}{M}\right)\cdots\cdots(7)$$

式(2)，(3)より $\log\{(M-\eta)/(M-\eta_i)\}$，$\log\{1-(-\delta e)\}/\Delta e_{f\eta i}$ とεの直線関係の勾配より，係数Aを決定することができる。図4 (a), (b), (c)に，図1の各試験結果をこの関係で示している。図より，Aの値は，異方圧密時の応力比η_iに関係なく，また，三軸圧縮，伸張の場合に限らず，ほぼ同じ値で表わされる。また，式(2)と式(3)でも同じAの値（=54）が得られている。

図5は，各試験のp一定せん断時のひずみ増分比 $(dv/d\varepsilon)$と応力比ηとの関係である。図中の矢印で示されているプロットはη一定経路からp一定経路に変化した直後のプロットである。矢印で示される点を除けば，各プロットは異方圧密時の応力比η_iに関係なく，ほぼ同一直線上にあるとみることができる。図中の破線は式(7)で示

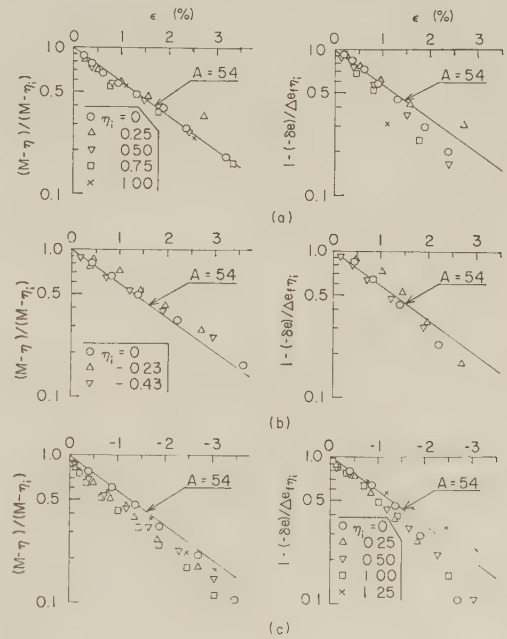


図4　$(M-\eta)/(M-\eta_i)$，$\{1-(-\delta e)/\Delta e_{f\eta i}\}$～$\varepsilon$の関係　(a), (b) $M=M_c=1.50$，(c) $M=M_E=-1.12$
$(M-\eta)/(M-\eta_i)$，$\{1-(-\delta e)/\Delta e_{f\eta i}\}$～$\varepsilon$ relationship, (a), (b) $M=M_C=1.50$, (c) $M=M_E=-1.12$

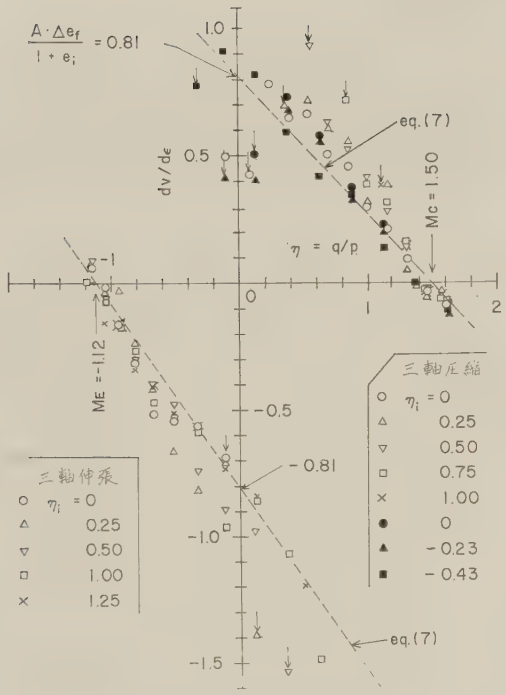


図5　$dv/d\varepsilon \sim \eta$ プロット
$dv/d\varepsilon \sim \eta$ plots

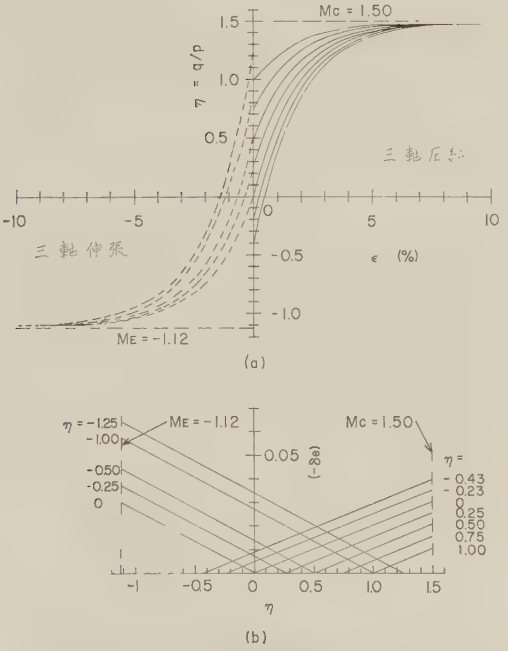


図6　p 一定せん断試験の解析結果　(a) $\eta \sim \varepsilon$ 関係，(b) $(-\delta e) \sim \eta$ 関係
Calculated results of constant ptests (a) $\eta \sim \varepsilon$ relation ship, (b) $(-\delta e) \sim \eta$ relationship

される関係である。但し，$\Delta e_f = 0.0303$（図2(b)），$A = 54$（図4），$e \simeq e_i = 1.0105$を用いて計算している。

解析結果はほぼ実験結果を満足している。

図6(a), (b)に，式(2)，(3)を用いた解析結果を示す。同図(a)は$\eta \sim \varepsilon$関係であるが，図2(a)の試験結果にほぼあっている。同図(b)は$(\delta e) \sim \eta$関係であるが，図2(b)の試験結果と比較して，破壊付近を除いてほぼ合っている。

4.　異方圧密時の変形特性

4.1　異方圧密時の変形特性に及ぼす応力履歴の影響

ここでは，応力履歴の異なる試料を同じ応力経路に沿って応力比を一定として異方圧密するときの変形挙動を調べる。図7は行った各試験の応力経路を示している。図中さし絵に示したように，試験はA，Bの2種類行っている。すなわち，グループA，Bは，それぞれ$p = 0.5$ kgf/cm²，2kgf/cm² まで等方圧密した後，p を一定として所定の応力比までせん断する。その後，応力比 η 一定（$=\eta_i$）で図中のプロットに従い，異方圧密を行うものである。$p > 2$kgf/cm²では，グループA, Bの同じη_i

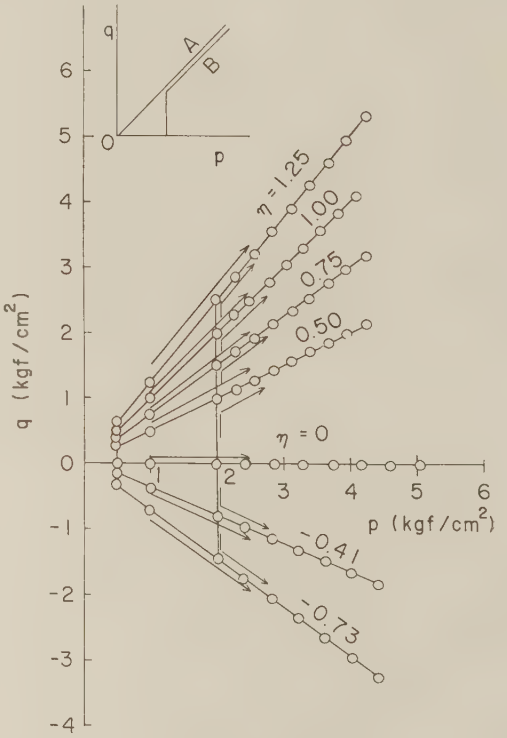


図7　応力経路
Stress paths

の試験では，同じ荷重ステップに従って試験を行っている。試験は排水条件のもとに荷重制御で行っている。各プロット間は，2段階に分けて載荷を行い，各プロットの載荷期間は，1日である。

図8は，各応力比でのグループ A と B の $p=0.5\mathrm{kg}f/\mathrm{cm}^2$，$q=0$ の応力状態からの間げき比の減少量（$-\delta e$）と，log p の関係を示している。図から分かるように，$\eta=1.0$ の場合を除き，三軸圧縮，伸張ともに，$p \geqq 2.0\ \mathrm{kg}f/\mathrm{cm}^2$ での（$-\delta e$）～log p 関係は，応力経路に関係なくグループ A，B で同じになるとみなせる。また，図より圧縮指数 Cc の値は三軸圧縮，伸張ともに同じで，$Cc=0.244$ である。

図9は，各試験の $p=2\mathrm{kg}f/\mathrm{cm}^2$ で異方圧密開始時からの ε と v の関係を示している。図より，等方圧密試料（$\eta_i=0$）では全試験期間を通じて $\varepsilon \simeq 0$ となっている。また，同じ応力比で異方圧密された2種類の試験結果を比較すると，破壊に近い $\eta_i=1.25$ の場合を除き，グループ A の試験の ε～v 曲線がグループ B のものよりも内側（v 軸側）にある。これは，グループ A，B での各試験の応力履歴の相異によるものである。

図10(a)，(b)に，それぞれ $\eta_i=0.75$，-0.60 で，$p=0.5\ \mathrm{kg}f/\mathrm{cm}^2$ から $2.0\mathrm{kg}f/\mathrm{cm}^2$ まで異方圧密した後，p を一定として所定の応力比までせん断し，その後，応力比を一定として異方圧密を行なった試験の応力経路を示す。ここでは，$\eta_i=0.75$，-0.60 の応力履歴を持つ各試験をそれぞれグループ C，D と呼ぶ。載荷方法，載荷期間は図7の場合と同じである。

図11(a)，(b)は，それぞれ図10(a)，(b)に示したグループ C，D の各試験の $p=2.0\mathrm{kg}f/\mathrm{cm}^2$ からの ε～v 関係を示している。図から分かるように，同じ応力比ではグループ C の ε～v 曲線の勾配がグループ D の ε～v 曲線の勾配よりかなり小さくなっている。また，等方圧密試料（$\eta_i=0$）の場合の ε～v 曲線をみると，グループ C では勾配は負であるが，グループ D では正となっている。このような傾向は，$0.5\mathrm{kg}f/\mathrm{cm}^2 < p < 2.0\mathrm{kg}f/\mathrm{cm}^2$ での異方圧密時の応力履歴の影響と考えることができる。

図12は，グループ A～D の $p=2.0\mathrm{kg}f/\mathrm{cm}^2$ で応力経路が急変した直後のひずみ増分比 $d\varepsilon/dv$ と応力比 η の関係を示している。グループ A の各試験では，$p=0.5\mathrm{kg}f/\mathrm{cm}^2$ で p 一定せん断を受けているので，$p=2\mathrm{kg}f/\mathrm{cm}^2$ ではこのせん断による応力履歴の影響はほとんどなくなっていると考えられる。すなわち，初めから異方圧密のみを受けた試料と同じ挙動を示しているとみなせる。図より，η～$d\varepsilon/dv$ 関係は，$p=0.5\mathrm{kg}f/\mathrm{cm}^2 \rightarrow 2.0\mathrm{kg}f/\mathrm{cm}^2$ での異方圧密時の応力比 η_i の相異により異なっている。また，グループ B，C，D の各試験の η～$d\varepsilon/dv$ の関係は，各グループの η_i の異方圧密ではグループ A の応力経路と一致するので，グループ A のひずみ増分比 $d\varepsilon/dv$ に一致する。図から分かるように，η_i が増加するに従って（グループ $D \rightarrow B \rightarrow C$），同じ η での $d\varepsilon/dv$ の値は減少している。

図13(a)は，三軸圧縮及び伸張下でそれぞれ3種類の応力履歴を受けた後，それぞれ $\eta=0.75$ 及び -0.41 で異方圧密を行ったときの応力経路を示す。同図(b)は各試験の

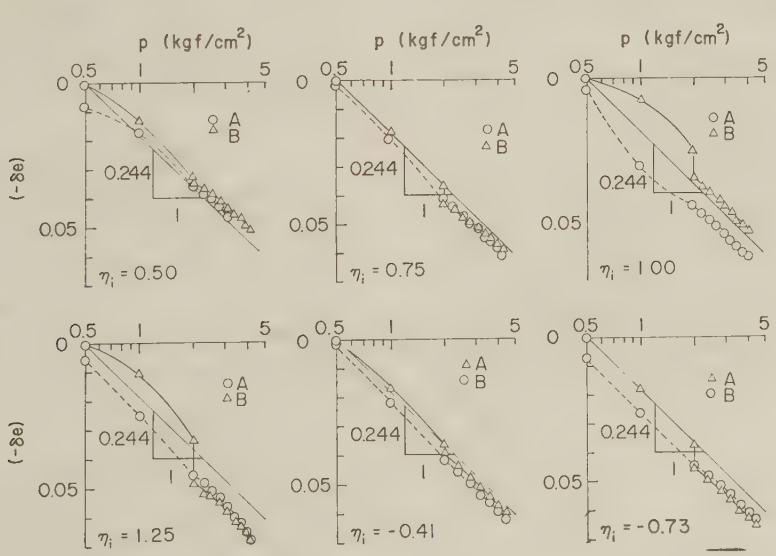


図8　（$-\delta e$）～log p プロット（（$-\delta e$）は $p=0.5\mathrm{kg}f/\mathrm{cm}^2$ からの間げき比の減少量）
（$-\delta e$）～log p plots（（$-\delta e$) is the decrement in void ratio from p equal to $0.5\mathrm{kg}f/\mathrm{cm}^2$）

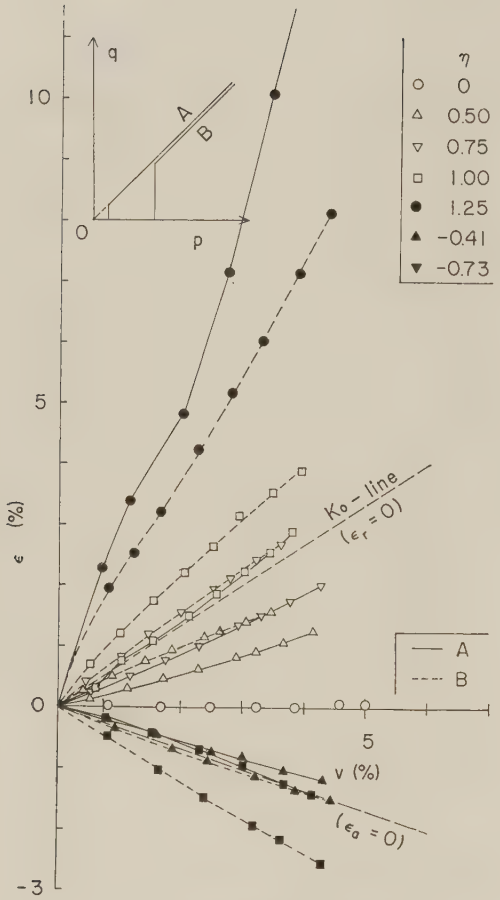


図9　異方圧密時のひずみ経路
Strain paths during anisotropic consolidation

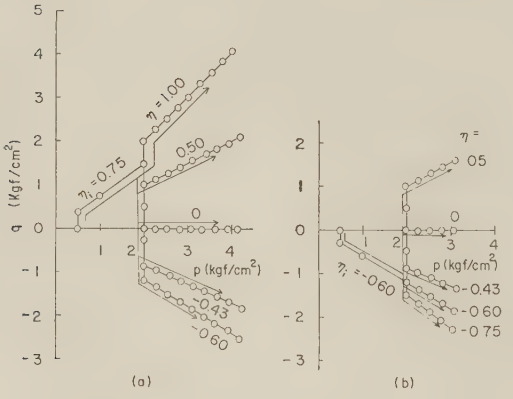


図10　応力経路　(a) グループ C ($\eta_i=0.75$)，(b) グループ D ($\eta_i=-0.60$)
Stress paths (a) Group C ($\eta_i=0.75$), (b) Group D ($\eta_i=-0.60$)

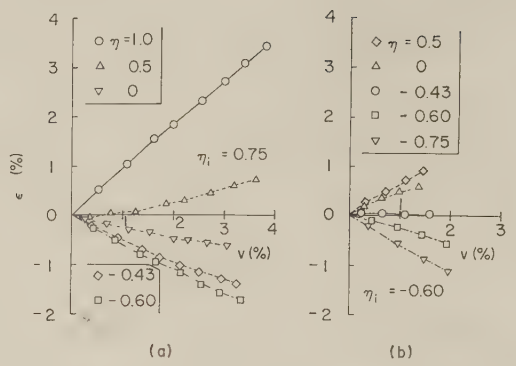


図11　異方圧密時のひずみ経路　(a) グループ C ($\eta_i=0.75$)　(b) グループ D ($\eta_i=-0.60$)
Strain paths during anisotropic consolidation (a) Group C ($\eta_i=0.75$), (b) Croup D ($\eta_i=-0.60$)

異方圧密時（$p\geqq 2.0\mathrm{kg}f/\mathrm{cm}^2$）の $\varepsilon\sim v$ 関係である。三軸圧縮及び伸張下における $\varepsilon\sim v$ 関係の相異は $0.5\mathrm{kg}f/\mathrm{cm}^2<p<2.0\mathrm{kg}f/\mathrm{cm}^2$ での応力履歴の相異によると考えられる。図14は図13に示した各試験の $p=0.5\mathrm{kg}f/\mathrm{cm}^2$，$q=0$ の応力状態からの間げき比の減少量 $(-\delta e)$ と $\log p$ の関係である。$p>2.0\mathrm{kg}/\mathrm{cm}^2$ での異方圧密中の $(-\delta e)\sim\log p$ 関係は，三軸圧縮及び伸張の両方において応力履歴に関係なく同じとみなせる。

4.2　異方圧密時の応力比と塑性ひずみ増分比の関係

ここでは，4.1 で示した試験結果をもとにして，種々の応力履歴を持つ供試体が応力比を一定として異方圧密するときの応力比と塑性ひずみ増分比の関係についてみる。

はじめに，4.1 に示したグループ A に属する試験のように，p が小さいときから異方圧密を受ける場合について考える。多くの研究者によって示されているように，正規圧密粘性土の異方圧密時の $\varepsilon\sim v$ 曲線は p に無関係にほぼ直線になる。このときの η と塑性ひずみ増分比 $(d\varepsilon/dv)^p_a$ の関係を次式で表わす。但し，この場合の塑性ひずみ増分比にはサフィックス a をつける。

$$\left(\frac{d\varepsilon}{dv}\right)^p_a=\pm\frac{1}{D_a}\frac{M\eta}{M^2-\eta^2}\qquad(8)$$

ここに，三軸圧縮及び三軸伸張に対して，それぞれ，正及び負の符号を用いるものとし，M はそれぞれ M_C 及び M_E を用いる。式(8)中の D_a は定数である。いま，側方変位を拘束した場合（$d\varepsilon_r=0$，K_0 圧密時）及び軸方向変位を拘束した場合（$d\varepsilon_a=0$）の応力比をそれぞれ η_{K0a}

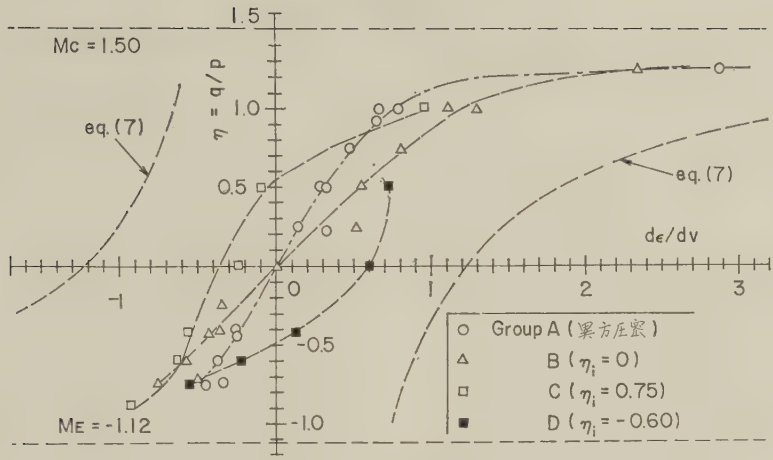


図12 η～$d\varepsilon/dv$ 関係
$\eta \sim d\varepsilon/dv$ relationship

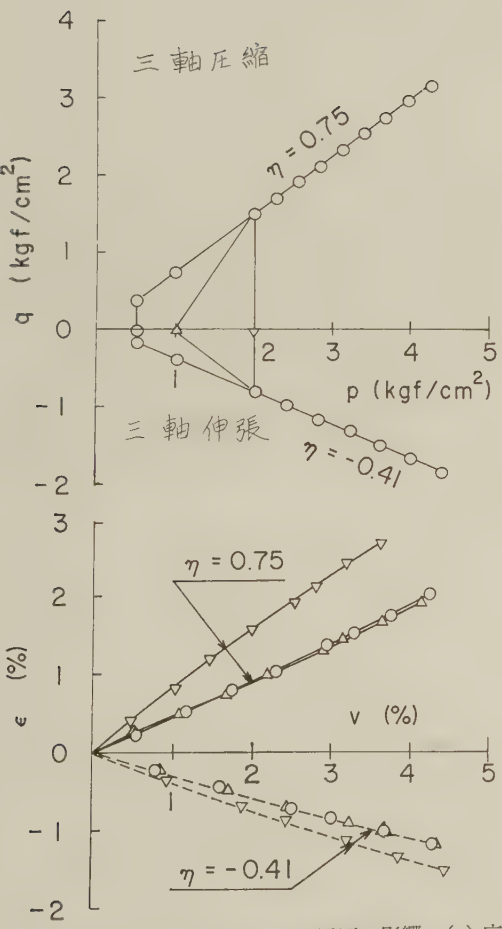


図13 ひずみ経路に及ぼす応力履歴の影響 (a) 応力経路, (b) ひずみ経路
Effect of stress history on strain paths (a) stress paths, (b) strain paths

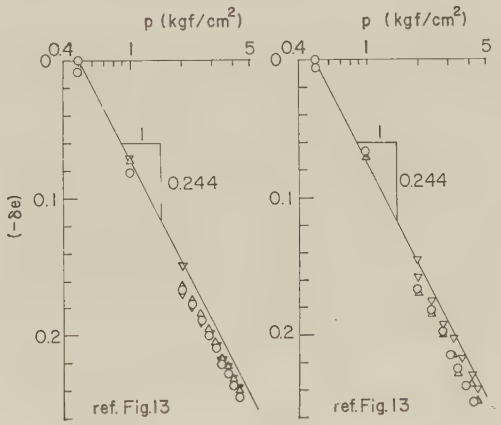


図14 (a) 三軸圧縮下, (b) 三軸伸張下での試験の $(-\delta e)$～log p 関係
$(-\delta e) \sim \log p$ relationships of the tests under (a) triaxial compression and (b) triaxial extension

及び η_{K0r} とすると，これらは次のように表わされる。

$$\eta_{K0a}=\frac{\sqrt{9\beta^2+16}-3\beta}{4}M_C=\frac{3(1-K_0)}{1+2K_0} \quad \cdots\cdots(9)$$

$$\eta_{K0r}=\frac{\sqrt{9\beta^2+4}-3\beta}{2}M_E \quad \cdots\cdots(10)$$

ここに，K_0 は静止土圧係数であり，β は次式で表わされる。

$$\beta=\frac{\lambda-\kappa}{\lambda}\ \frac{1}{D_a} \quad \cdots\cdots(11)$$

試験に用いた試料は $\lambda=0.106$，$\kappa=0.0187$，$K_0=0.43$，$M_C=1.50$，$M_E=-1.12$ であるから，これより $D_a=1.21$，$\eta_{K0a}=0.92$，$\eta_{K0r}=-0.46$ を得る。

つぎに，グループ B，C，D のように別の異方圧密履歴を持った試料の異方圧密時の挙動についてみる。グループ B，C，D のような試験は Hambly[2]，Lewin[3] によっても行われており，図12と同様の傾向が示されている。いま，図15に示したように，ある応力比 η_i で異方圧密された試料が p 一定（$=p_i$）でせん断を受けた後，種々の応力比で異方圧密される場合を考える。すなわち，図中の点 A～D で示される応力点より η 一定の応力経路に折れ曲がった直後の応力増分ベクトルより生じる塑性ひずみ増分比 $(d\varepsilon/dv)^p_p$ について考える。ここに，下添字 p は η 一定で p のみ増加する経路上のひずみ増分比であることを示している。図8，14に示したように，異方圧密時の体積ひずみは応力履歴の影響をほとんど受けないので，その弾性成分，塑性成分を次のように表わす。

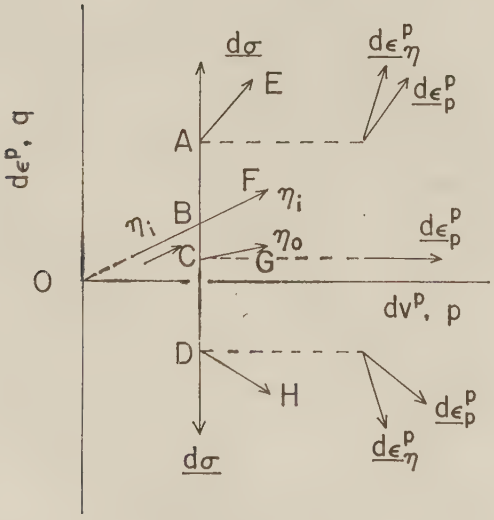


図15　応力増分ベクトルと塑性ひずみ増分ベクトル
Stress increment vectors and plastic strain increment vectors

$$dv^e_p=\frac{\kappa}{1+e}\frac{dp}{p},\quad dv^p_p=\frac{\lambda-\kappa}{1+e}\frac{dp}{p} \quad \cdots\cdots(12)$$

ここに，λ，κ は e～$\ln(p)$ 図上での圧縮指数，膨潤指数である。いま，偏差ひずみ増分の弾性成分が無視できる（$d\varepsilon^e_p=0$）と仮定すると，次式が成立する。

$$\left(\frac{d\varepsilon}{dv}\right)^p_p=\frac{\lambda}{\lambda-\kappa}\left(\frac{d\varepsilon}{dv}\right)_p \quad \cdots\cdots(13)$$

また，p 一定せん断時の弾性成分は無視できる（$dv^e_\eta=0$，$d\varepsilon^e_\eta=0$）と仮定すると，$(d\varepsilon/dv)^p_\eta=(d\varepsilon/dv)_\eta$ である。但し，サフィックス η は p を一定として応力比 η のみを変化させるときのひずみ増分であることを示している。図5に示したように，$(d\varepsilon/dv)^p_\eta$（$=(d\varepsilon/dv)_\eta$）～η 関係は異方圧密時の応力比 η_i に無関係にほぼ同じ関係とみなせた。しかるに，図12から分かるように，$(d\varepsilon/dv)^p_p$～η 関係は，η_i の影響を大きく受ける。他方，等方圧密試料（$\eta_i=0$）については次式が成立することを著者は示している[1]。

$$\left(\frac{d\varepsilon}{dv}\right)^p_p=\pm\frac{1+e}{A\cdot D\cdot \Delta e_f}\ \frac{M\eta}{M^2-\eta^2} \quad \cdots\cdots(14)$$

ここに A，D（$\geqq 0.5$）は実験定数であり，正，負の符号は三軸圧縮及び伸張下で破壊する場合に対応している。図12において，各 η_i のグループの試験の曲線において，$(d\varepsilon/dv)_p$（$=(d\varepsilon/dv)^p_p$）$=0$ のときの応力比を η_0 とする。図より分かるように，η_0 は異方圧密時の応力比 η_i の関数である。いま，新しい応力比パラメーターを次のように定義する。

$$\xi=\eta-\eta_0,\quad M=M_\xi-\eta_0 \quad \cdots\cdots(15)$$

このとき，応力比 η_i で異方圧密を受けた試料の任意の応力比 η の応力比一定経路上での塑性ひずみ増分比を次のように表わす。

$$\left(\frac{d\varepsilon}{dv}\right)^p_p=\pm\frac{1+e}{A\cdot D\cdot \Delta e_f}\ \frac{M_\xi\cdot\xi}{M_\xi^2-\xi^2}$$

$$=\pm\frac{1}{\alpha\cdot D_a}\ \frac{M_\xi\cdot\xi}{M_\xi^2-\xi^2} \quad \cdots\cdots(16)$$

ここに，

$$\alpha=\frac{A\cdot D\cdot \Delta e_f}{(1+e)D_a}(\fallingdotseq\text{一定}) \quad \cdots\cdots(17)$$

ここで，α は定数と考える。式(16)において，$\xi=0(\eta=\eta_0)$ のとき，$(d\varepsilon/dv)^p_p=0$ すなわち $d\varepsilon^p_p=0$ となり，これは，図15の応力増分ベクトル CG の場合に対応している。また，$\xi=M_\xi(\eta=M)$ のとき，$(d\varepsilon/dv)^p_p\to\pm\infty$（$d\varepsilon^p_p\to\pm\infty$）となる。

また，式(16)において，$\eta=\eta_i(\xi=\eta_i-\eta_0)$ のときは，$\eta=\eta_i$ で異方圧密を受けた試料が同じ応力比で異方圧密を継続して受けるときの塑性ひずみ増分比を表わしている。したがって，これは，式(8)で表わされる塑性ひず

増分比に等しくなる。すなわち，$\eta=\eta_i$ のとき $(d\varepsilon/dv)^p_p=(d\varepsilon/dv)^p_a$ である。これより，次式を得る。

$$(M+\eta_i)\eta_0^2-\{(M+\eta_i)^2-2\alpha M\eta_i\}\eta_0+(1-\alpha)(M+\eta_i)M\eta_i=0 \quad \cdots\cdots(18)$$

ただし，三軸圧縮 ($\eta_i>0$) のときは $M=M_C(>0)$，三軸伸張 ($\eta_i<0$) のときは，$M=M_E(<0)$ である。これより，$0<|\eta_0|<|\eta_i|$ を考慮すると，η_0 は次式より求まる。

$$\eta_0=\frac{(M+\eta_i)^2-2\alpha M\eta_i-\sqrt{(M^2-\eta_i^2)^2+4\alpha^2M^2\eta_i^2}}{2(M+\eta_i)} \quad \cdots\cdots(19)$$

図16に式(19)より求めた $|\eta_0|$ と $|\eta_i|$ の関係の計算例を示す。式(19)において，$\eta_i=0$ のとき $\eta_0=0$ である。また，式(18)及び $M\eta_i>0$ を考慮すると，式(19)の分子はゼロまたは正となるので，$\eta_i\gtrless0$ のとき $\eta_0\gtrless0$ である。また，式(16)は $\eta_0=0(=\eta_i)$ のとき，式(14)に一致する。このとき，式(8)，(16)より，$(d\varepsilon/dv)^p_p=(1/\alpha)(d\varepsilon/dv)^p_p$ でである。図12より，同じ応力比では，$|(d\varepsilon/dv)^p_p|\geqq|(d\varepsilon/dv)^p_p|$ であるから，$0<\alpha\leqq1$ を満足する。$\alpha=1$ のとき $(d\varepsilon/dv)^p_p=(d\varepsilon/dv)^p_a$ となり，等方圧密終了後 ($\eta_i=0$)，ある応力比で異方圧密したとの塑性ひずみ増分比 $(d\varepsilon/dv)^p_p$ は，初めから同じ応力比 η で異方圧密を継続したときの塑性ひずみ増分比 $(d\varepsilon/dv)^p_a$ に等しくなる。すなわち，このとき，等方圧密時の応力履歴を示さない。

図17に応力比 η と各ひずみ増分比の関係の計算結果を実線で示す。計算に用いた諸係数値を表1に示した。これらの諸係数値より，$\alpha=0.444$ を得る。図中において，p一定せん断時の関係(曲線PC, PE) は式(7)により計算している。また，初期からの応力比を一定として異方圧密したときの関係（曲線A）は式(8)，(13)により，また，$\eta_i=0, 0.75, -0.60$ で異方圧密を受けた後の異方圧密時の関係（曲線B, C, D）は，式(13)，(16)より計算している。図から分かるように，曲線B, C, Dはそれぞれ$\eta=\eta_i$ で曲線Aに交わっている。図中には，図12に示した実験結果を破線で示した。両者はほぼ合っている。

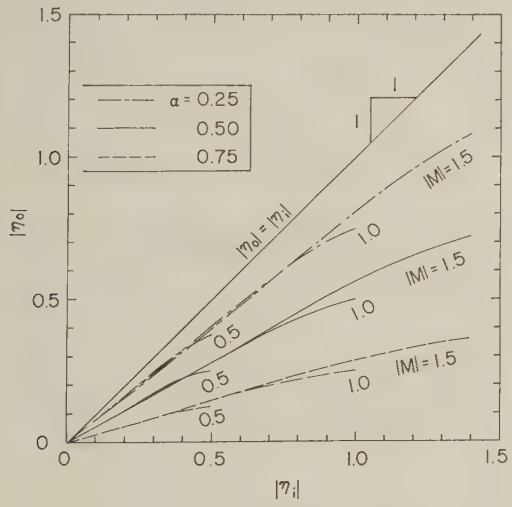


図16　$|\eta_0|\sim|\eta_i|$ 関係の計算例
Calculated examples of relationships between $|\eta_0|$ and $|\eta_i|$

表1　解析に用いた各係数値
Values of parameters used in analysis

係　数	値	係　数	値
λ	0.106	D	0.66
κ	0.0187	M_C	1.50
A	54	M_E	− 1.12
Δe_f	0.0303	e_i	1.0105
D_a	1.21		

5.　一般応力経路上での変形特性

5.1　試験結果

ここでは，p一定経路，η一定経路及びpとηが同時に増加する応力経路に沿って行った試験結果を示す。図18に行った各試験の応力経路を示す。試験はこの図に示したように，$p=0.5\mathrm{kg}f/\mathrm{cm}^2$ まで等方圧密した後，pを一定として所定の応力比η_iまでせん断する。この後，応力比を一定 ($=\eta_i$) として$p=2.0\mathrm{kg}f/\mathrm{cm}^2$ まで異方圧密を行った後，図18中のさし絵に示したように，応力比一定 (A)，平均主応力一定 (C)，及びこれらの中間の応力経路で応力比と平均主応力が同時に増加する応力経路に沿ってせん断するもの(B)である。試験ではη_iの値として，0, 0.25, 0.50, 0.75, 1.00が用いられている。載荷方法，載荷期間は，図7に示した試験の場合と同じである。

図19に各試験結果を示す。同図(a)において，各η_iにおいて3種類の応力経路 A, B, C の試験結果を示している。図から分かるように，応力経路の勾配が増加するに従い，$\eta\sim\varepsilon$曲線の初期接線勾配も増加している。同図(b)には，$v\sim\eta$ 曲線を示しているが，各η_iの試験では，その初期接線勾配は応力経路の勾配(dq/dp)が増加するに従い ($A\rightarrow B\rightarrow C$)，減少している。

図20は，各試験の $p=2.0\mathrm{kg}f/\mathrm{cm}^2$ 付近での応力増分ベクトル方向とこれに対応するひずみ増分ベクトルの方向を示している。ひずみ増分ベクトル方向の勾配は，応力増分ベクトル方向の勾配が増加するに従い増加している。

図21はこれらの各試験の解析結果である。同図(a)は，$\{(-\partial e)-(-\partial e)_\eta\}$ と $(-\partial e)_p$ の関係を示している。ここ

5.1　試験結果

ここでは，p一定経路，η一定経路及びpとηが同時に増加する応力経路に沿って行った試験結果を示す。図18に行った各試験の応力経路を示す。試験はこの図に示したように，$p=0.5\mathrm{kg}f/\mathrm{cm}^2$ まで等方圧密した後，pを一定として所定の応力比η_iまでせん断する。この後，応力比を一定 ($=\eta_i$) として$p=2.0\mathrm{kg}f/\mathrm{cm}^2$ まで異方圧密を行った後，図18中のさし絵に示したように，応力比一定 (A)，平均主応力一定 (C)，及びこれらの中間の応力経路で応力比と平均主応力が同時に増加する応力経路に沿ってせん断するもの(B)である。試験ではη_iの値として，0, 0.25, 0.50, 0.75, 1.00が用いられている。載荷方法，載荷期間は，図7に示した試験の場合と同じである。

図19に各試験結果を示す。同図(a)において，各η_iにおいて3種類の応力経路 A, B, C の試験結果を示している。図から分かるように，応力経路の勾配が増加するに従い，$\eta\sim\varepsilon$曲線の初期接線勾配も増加している。同図(b)には，$v\sim\eta$ 曲線を示しているが，各η_iの試験では，その初期接線勾配は応力経路の勾配(dq/dp)が増加するに従い ($A\rightarrow B\rightarrow C$)，減少している。

図20は，各試験の $p=2.0\mathrm{kg}f/\mathrm{cm}^2$ 付近での応力増分ベクトル方向とこれに対応するひずみ増分ベクトルの方向を示している。ひずみ増分ベクトル方向の勾配は，応力増分ベクトル方向の勾配が増加するに従い増加している。

図21はこれらの各試験の解析結果である。同図(a)は，$\{(-\partial e)-(-\partial e)_\eta\}$ と $(-\partial e)_p$ の関係を示している。ここ

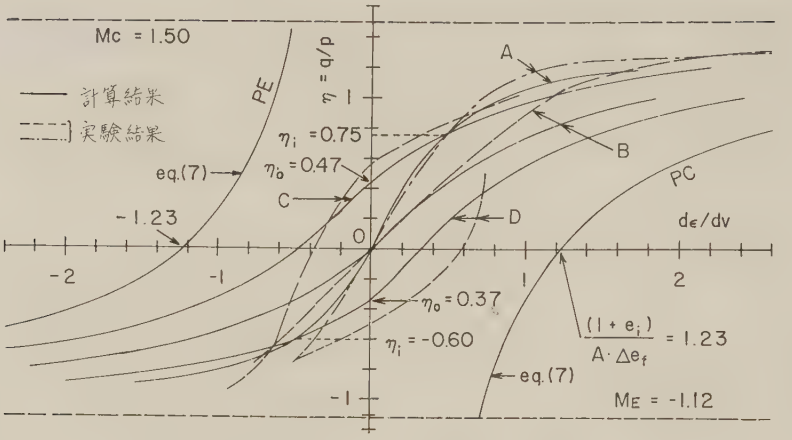


図17 応力比とひずみ増分比との関係
Relationships between stress ratio and strain increment ratio

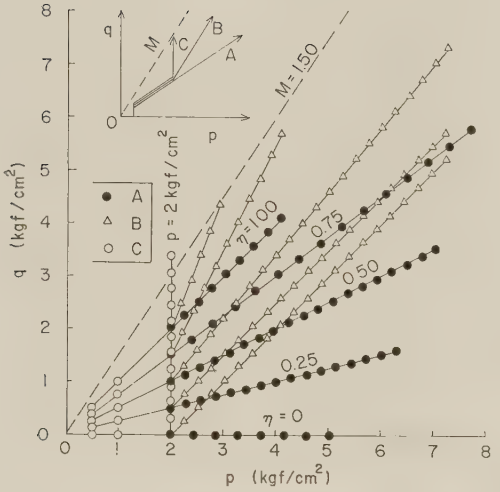


図18 応力経路
Stress paths

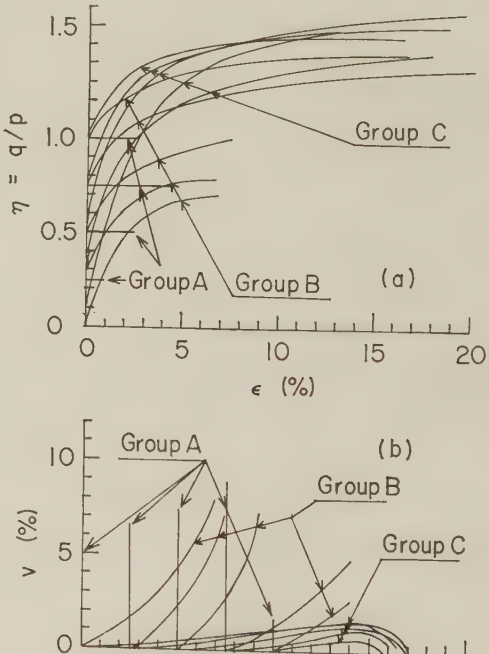


図19 試験結果 (a) $\eta \sim \varepsilon$ 関係, (b) $v \sim \eta$ 関係
Experimental results (a) $\eta \sim \varepsilon$ relationship (b) $v \sim \eta$ relationship

に, $(-\delta e)$ はある η_i の異方圧密履歴を持つ試料のせん断開始時の応力状態 (p_i, η_i) からある応力状態 (p, η) までの間げき比の減少量である。ここに, $p_i = 2.0 \mathrm{kgf/cm^2}$ である。$(-\delta e)_\eta$ は同じ η_i の応力履歴を持った試料(図18のさし絵中の応力経路C)の (p_i, η_i) から (p_i, η) まで p 一定せん断するときの間げき比の減少量である。$(-\delta e)_p$ は次式で計算される。

$$(-\delta e)_p = \lambda \ln \frac{p}{p_i} \quad \cdots\cdots (20)$$

計算では, $\lambda = 0.106 (C_c = 0.244)$ を用いている。図から分かるように, 各プロットは異方圧密時の応力比 η_i に関係なく, 勾配1の破線付近にある。すなわち, 次式が成

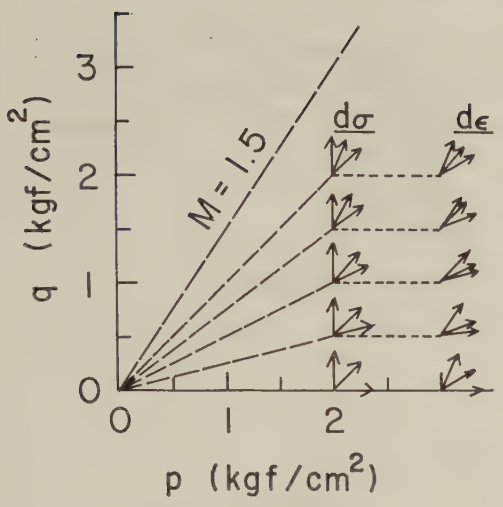


図20　応力増分ベクトル方向とひずみ増分ベクトル方向の関係（実験結果）
Stress incremet vectors and corresponding strain increment vectors (experimental results)

立する。

$$(-\delta e)=(-\delta e)_\eta+(-\delta e)_p \quad \cdots\cdots(21)$$

図21(b)は図18のさし絵中の応力経路 A, B の各試験の $(-d\varepsilon/de)_p \sim M\eta/(M^2-\eta^2)$ の関係を示している。ここに,

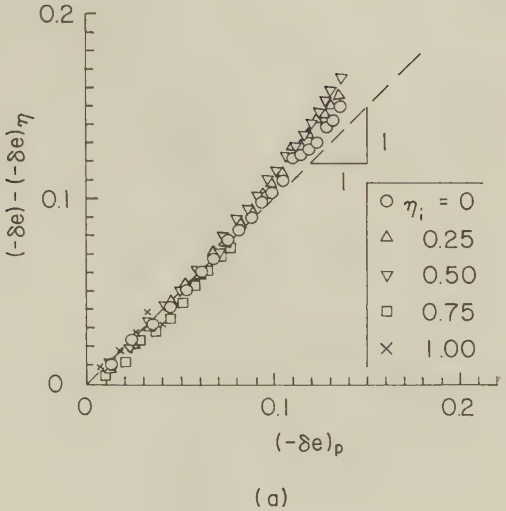
$$d\varepsilon_p=d\varepsilon-d\varepsilon_\eta, \quad de_p=de-de_\eta$$

より，図21(a)の場合の $\{(\delta e)-(-\delta e)_\eta\}$ と同様にして求めている。図中には，式(8)，(16)と式(13)を用いて計算した解析結果も同時に示している。一般応力経路に沿う試験の各曲線は $\eta=\eta_i$ で異方圧密時の曲線に交わっている。図より，解析結果は試験結果をほぼ説明している。

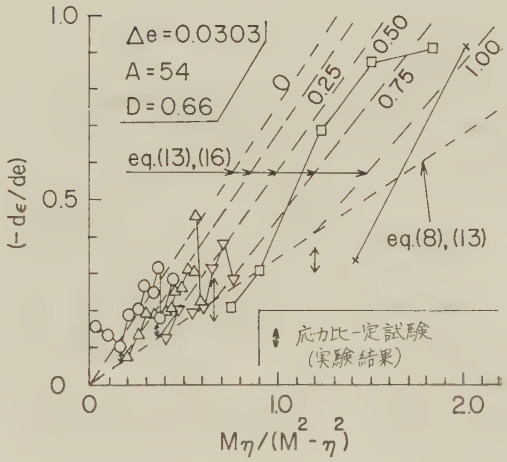
5.2　応力～ひずみ関係の解析結果

ここでは，図22中の点 E で異方圧密が終了した後に，$d\eta \neq 0$, $dp>0$ なる一般応力経路に沿ってせん断したときの応力～ひずみ関係の計算方法について述べる。いま，一般応力経路での応力増分 AB $(dp, d\eta)$ による塑性ひずみ増分は，応力増分 AC $(dp=0, d\eta)$ によるもの（ここでは η 成分と呼ぶ）と応力増分 AD $(dp, d\eta=0)$ によるもの（p 成分）の和として表わされると仮定する。すなわち，

$$\left.\begin{aligned} d\varepsilon &= d\varepsilon^p = d\varepsilon^p_\eta + d\varepsilon^p_p \\ dv &= dv^e + dv^p = dv^e + dv^p_\eta + dv^p_p \end{aligned}\right\} \quad \cdots\cdots(22)$$



(a)



(b)

図21　(a) $\{(-\delta e)-(-\delta e)_\eta\} \sim (-\delta e)_p$ プロット，(b) $(-d\varepsilon/de)_p \sim M\eta/(M^2-\eta^2)$ 関係の比較
Comparison between (a) $\{(-\delta e)-(-\delta e)_\eta\}$ and $(-\delta e)_p$, (b) $(-d\varepsilon/de)_p$ and $M\eta/(M^2-\eta^2)$

ここで，$d\varepsilon^e=0$ を仮定している。また，dv^e は式(12)の第1式により表わされるとする。他方，塑性ひずみ増分の η 成分は式(5)，(6)より次のように表わされる。

$$dv^p_\eta=\frac{\Delta e_f}{(1+e)M}\frac{dp}{p}, \quad d\varepsilon^p_\eta=\pm\frac{1}{A}\frac{d\eta}{M-\eta} \quad \cdots(23)$$

さらに，塑性ひずみ増分の p 成分は，図22において EFA と圧密，せん断された後の応力増分 AD による塑性ひずみ増分に等しいと仮定する。すなわち，式(12)の第2式及び式(16)より次のように表わされる。

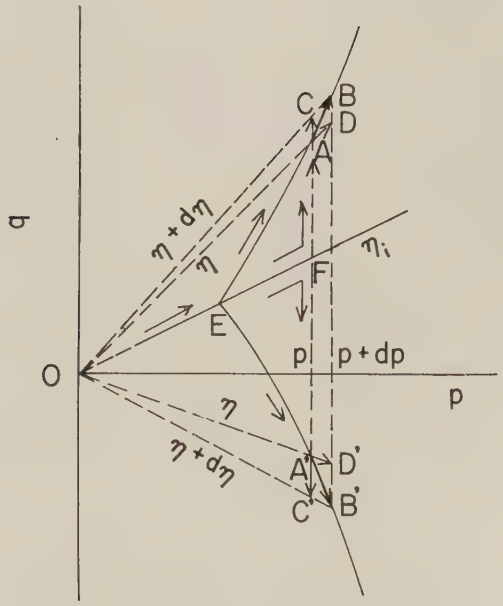


図22　一般応力経路上での応力増分
Stress increment along the general stress path

$$dv^{p}_{p}=\frac{\lambda-\kappa}{1+e}\frac{dp}{p},$$

$$d\varepsilon^{p}_{p}=\pm\frac{\lambda-\kappa}{(1+e)\alpha D_a}\frac{M\xi\cdot\xi}{M\xi^2-\xi^2}\frac{dp}{p} \quad \cdots\cdots\cdots\cdots(24)$$

図23は上で述べた応力～ひずみ関係を用いて，図19の試験結果を解析したものである。解析には表1に示した各係数値を用いている。解析結果はほぼ試験結果に合っている。

最後に，図20に示したようなひずみ増分ベクトル方向が応力増分ベクトル方向により影響される特性は，等方圧密試料の場合[1]と同様に，式(22)により表わすことができることが指摘できる。

6. 結　　論

本論文において，三軸セル内で種々の応力比で異方圧密した正規圧密粘性土の平均有効主応力一定下，応力比一定下，及び平均有効主応力と応力比が同時に増加する場合の圧密，せん断特性について，軸対象条件下で調べた。また，試験結果を説明する応力～ひずみ関係を与えた。これらのことより，次の結論が得られた。

1)　異方圧密粘性土をp一定下でせん断するとき，せん断開始時から破壊時までの間げき比の減少量は式(1)で表わされる。また，体積ひずみ増分と偏差ひずみ増分の比$dv/d\varepsilon$は異方圧密時の応力比に関係なく，式(7)で表わされる。

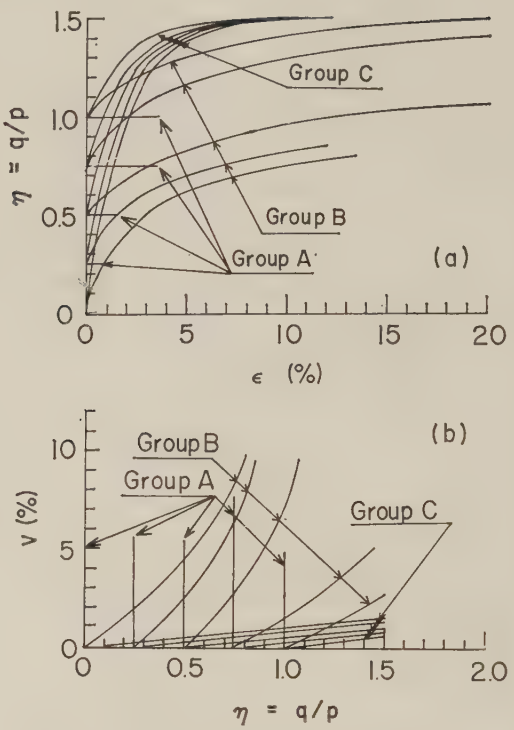


図23　解析結果　(a) η～ε関係，(b) v～η関係
Calculated results (a) η～ε relationship, (b) v～η relationship

2)　小さい拘束圧から異方圧密を継続したとき，体積ひずみ増分比と応力比の関係は式(8)で近似的に表わされる。また，ある応力比η_iで異方圧密を受けた後，平均有効主応力一定でせん断し，その後，応力比を一定として再び異方圧密するときのひずみ増加比は，η_iに大きく影響される。このときの塑性ひずみの増分比と応力比の関係は式(16)で表わされる。

3)　異方圧密粘性土を$dp>0$，$d\eta\neq 0$なる応力経路に沿ってせん断したときの塑性ひずみ増分は，それぞれ式(23)及び式(24)で示されるようなη成分とp成分に分けて解析することができる。

本研究は著者が京都大学防災研究所在職中に，同大学柴田徹教授の指導のもとに行ったものに，その後，本研究所で行った考察を加えたものである。実験は京都大学防災研究所で行ったものである。実験の遂行に当って同研究所清水博樹技官の多大な援助を受けた。ここに記して関係各位に深甚の謝意を表する次第である。

参 考 文 献

1) 大槇正紀：A mechanical model for the stress-strain behaviour of normally consolidated cohesive soil, 土質工学会論文報告集, 第19巻, 第3号, pp.29～44, 1979.

2) Hambly, E. C.: Plane strain behaviour of remoulded, normally consolidated kaolin, Geotech. Vol.22, pp.301～317, 1972.

3) Lewin, P.I.: The influence of stress history on the plastic potential, Proc. Symp. Plasticity and Soil Mech. Cambridge, pp.96～107, 1973.

Deformation Characteristics of Anisotropically, Normally Consolidated Cohesive Soil

by

Seiki OHMAKI

Summary

In this paper, the deformation characteristics of anisotropically, normally consolidated cohesive soil is experimentally studied when it is consolidated and sheared along various stress paths in the region of normal consolidation. Based on these experimental results, a relationship between stress and strain is given in which the effect of the stress history on the deformation behaviour of soil is taken into account.

Experimentally the following results are acquired. That is, it is reasonably accepted that the relationship between the ratio of volumetric strain increment to deviatoric one (strain increment ratio) and the ratio of deviator stress to mean effective stress (stress ratio) during shear under constant mean effective stress condition is unique and hardly affected by stress history during anisotropic consolidation before shear. In this case, decrease of volume of the specimen from the beginning of shear to failure is proportional to the change of stress ratio during shear. And when the soil specimen is anisotropically consolidated and sheared under constant mean effective stress to the any specified stress ratio and again consolidated anisotropically under the constant stress ratio, the relationship between stress and strain during the second stage of anisotropic consolidation is influenced by the stress ratio during the first stage of the anisotropic consolidation.

Based on the experimental results described above, the relationship of the anisotropically consolidated cohesive soil between the plastic strain increment ratio and the stress ratio are given in both cases of shearing the soil specimen under constant mean effective stress and consolidating it anisotropically under constant stress ratio. Taking these properties into account, a stress-strain relationship is prospoed which explains the the consolidation and shear behaviour of the soil tested along the stress paths in which the stress ratio changes simultaneously with the mean effective stress. It is shown that the analytical results by this relationship corresponds well with the experimental one.

水工研報告 2
1981 pp. 47～60

指定の船型要素を持つ漁船船型の電算機による簡易設計法

土屋 孟*

目 次

1. まえがき……47
2. 線図作成法……47
2.1 基本構想……47
2.2 母船型の選定……48
2.3 L, B, dの修正(方式－1～3)……48
2.4 C_M, C_P, LCBの修正（面積曲線の修正）……49
2.5 断面形状の修正（方式－4）……50
2.6 水線入射角の修正（方式－5）……51
2.7 後部船型のバトック傾斜の修正（方式－6）…51
2.8 トリム等の修正（方式－0）……52
2.9 算出船型の排水量等諸計算……53
2.10 概略正面線図の打出し……54
2.11 算出船型用オフセットカードの打出し……54
3. 船型算出用プログラムの流れ図とインプット表…54
4. 計算例……54
4.1 284トン型まぐろ延縄漁船の改良船型……54
4.2 沿岸小型漁船の概略正面線図……55
5. 使用結果の考察……58
6. あとがき……59
参考文献……59
Summary……60

1. まえがき

近年，一般船舶では，造波抵抗理論あるいは実験結果の解析資料にもとずく船型設計法が次第に実用されるようになってきたが，漁船の設計の場合は，まだ設計者の経験にもとずく船型が採用されていることが多い。

しかし，最近になって省エネルギー漁船開発のため，筆者らの研究開発による「漁船の基本設計用電子計算プログラム」[1]を利用した省エネルギー船型を持つ漁船の試設計が次々と行なわれるようになってきた。その設計過程で，船体抵抗が最小となる一組の船型要素群をもとにして，その船型の線図を作成する必要性が強くなってきたが，それらの一組の船型要素群を具備する船型を設計することは，既成の船型から必要な船型要素を求める程には容易な作業ではない。

そこで，筆者は電子計算機を利用した漁船船型の簡易設計法を開発し，数年来それを試用して実用性を確かめてみた。その結果，まだ一部に不満足な部分もあるが，概ね実用に便利なものとなったので，その内容を公表して諸賢の御批判をいただき，かつ一般の利用にも供することとした。

* 所長，元漁船工学部

2. 線図作成法

2.1 基本構想

本報告における線図作成の基本的な構想は，類似する船型を母船型として，電算機により比較的簡単な数式を使って指定された船体主要目と一組の船型要素群をもつ船型に変形し，その船型のオフセットを算出しようとするものである。

その際に指定する船体主要目は，計画きつ水線長さL_{WL}，型幅B，および$L_{WL}/2$における型きつ水$T_{WL/2}$，また，指定し得る船型要素としては中央横断面係数:C_M，L_{WL}を用いた柱形肥せき係数C_P，浮心の前後位置を表わすLCB[1]，水線入射角$\frac{1}{2}\alpha_e$[1]，および$B/4$の位置における船体後部のバトックラインの最大傾斜角α_{BS}[1]とした。上述の主要目および船型要素を指定することにした理由は，「漁船の基本設計用電子計算プログラム」[1]で選定された最適船型を能率よく線図に具現できるようにしたこと，およびそれらの船型要素が船体抵抗の増減に特に大きな影響があると認められたからである。その他の船型要素については煩雑をさけるため数式変形を行わず，母船型の選定の際にある程度考慮に入れることに止めた。

本報告に示される手法を試みた理由をまとめると以下

のとおりである。

① 上記の基本設計用プログラム等で得られた最適船型の主要目と船型要素（表1に示される内容のもの）を持つ船型の線図を精度よく作ることはあまり容易な作業ではない。

② 船型をきめるには，それらの資料だけではまだ不十分で，それ以外に船型のプロファイル，肋骨形状，チャインラインの形状等にまだかなりの自由度が残されているが，設計者はその残された自由度のワク内で既存の性能の良い船型のイメージ，あるいは使用目的に合致した形状を，新しい船型にも残したいとの考えを持っている場合が多い。

③ 線図を最終的に決める際には，主機関の据付け位置，船体内部区画の形状等の都合により，多少の修正を要することが多い。

④ 当初の希望を概ね満たす線図のオフセットが決められれば，それを使って線図を画くことは比較的容易である。

⑤ 母船型をフェアーな曲面または曲線により変形すれば，変形後の改良船型もフェアーな船型となるので，その線図フェアリング作業が極めて容易になる。

表1　主要目と船型要素[1)]
Principal dimensions and hull form parameters

名　　称		記　号	単位	説　　明
主要目	排水量	Δ	t	
	きつ水線長さ	L	m	L_{WL} と同義
	型　幅	B	m	
	型きつ水	T	m	$L/2$位置の値
船型要素	長さ排水容積比	$L/\nabla^{\frac{1}{3}}$		$\nabla=\Delta/1.025$
	幅きつ水比	B/T		
	中央横断面係数	C_M		
	柱形肥せき係数	C_P		L使用の値
	（以下略）[1)]	LCB	%	
		$\frac{1}{2}\alpha_e$	度	
		$\frac{1}{2}\alpha_r$	度	
		α_{BS}	度	
		t/L		
		a/A_{max}		

2.2　母船型の選定

上記の方法に用いる母船型の選定に当っては，船の長さ，幅，深さ，およびそれらの主要寸法比にはあまりとらわれずに，与えられた船型要素のうちのC_M，C_P，およびLCBの値に比較的近いC_{M0}，C_{P0}，およびLCB_0の値を持ち，かつ船型のプロファイル，肋骨形状，あるいはハードチャインの形状等が設計者の目的意識に合いそうな船型を選ぶことが望ましい。

母船型として使う際に必要な資料としては，その排水量等諸計算結果とそのオフセットであるが，変形の都合上，ブルワークトップまで肋骨線を延長したオフセットであることが望ましい。

また，変形の際の母船型の基準状態とするきつ水線（以下基準きつ水線と称する。トリムがついていても可）におけるC_{M0}，C_{P0}，およびLCB_0の値が計算されていることが必要である。

以上の諸資料が整ったら，それらの資料をもとにして，求めようとする船型（以下希望船型と称する）の作成に入ることになる。

2.3　L, B, d の修正（方式—1～3）

選ばれた母船型の長さ，幅，およびその基準きつ水線の中央型きつ水深さは，一般に希望船型の値と異るので，まずそれらの修正を行う。

2.3.1　L_{PP} の修正（方式—1）

母船型の垂線間長L_{PP0}を希望船型の垂線間長L_{PP}に(1)式で修正する。

$$L_{PP}=L_{PP0}\times\frac{L_{WL}}{(L_{WA0}+L_{WLF0})} \quad \cdots\cdots\cdots\cdots(1)$$

ただし

L_{WL}：希望船型の計画きつ水線長さ（指定値）

L_{WLA0}, L_{WLF0}：母船型の基準きつ水線の船の中央断面から後端，または前端までの距離。図1参照

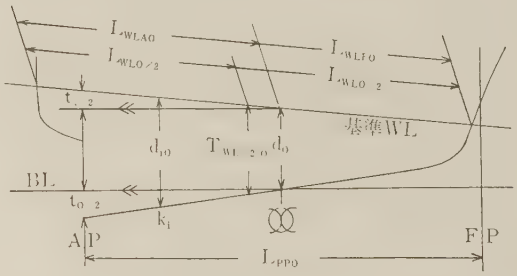


図1　母船型の説明図
Explanation of the symbols in mother form

2.3.2 Bの修正（方式－2）

母船型の型幅B_0を希望船型の型幅Bに修正するには，母船型の線図のオフセットの座標のすべての値y_{ij0}を(2)式によりy_{ij}に修正する。図2参照

$$y_{ij}=y_{ij0}\times\frac{B}{B_0} \quad \cdots\cdots$$

ただし　i：横断面（x座標に直交する断面）の指標
　　j：水線面（z座標に直交する断面）の指標

2.3.3 dの修正（方式－3）

母船型に指定した基準きつ水線の中央断面位置の型きつ水深さd_0と，{希望船型の計画きつ水線の対応値dを使って，母船型のオフセットのz座標のすべての値Z_{ij0}を(3)式によりz_{ij}に修正する。

$$z_{ij}=z_{ij0}\times\frac{d}{d_0} \quad \cdots\cdots(3)$$

ただし，指定値がdでなく$T_{(WL/2)}$の時は(4)，(5)式による。

$$d=d_0\times\frac{T_{(WL/2)}}{T_{(WL/2)0}} \quad \cdots\cdots(4)$$

$$T_{(WL/2)0}=d_0+\frac{(L_{WLA0}-L_{WLF0})}{2}\times\frac{T_{r0}}{L_{PP0}} \quad \cdots\cdots(5)$$

ただし　T_{r0}：母船型の基準きつ水線のトリム（t_0+t_1）
　　$T_{(WL/2)0}$：図1参照
　　$T_{(WL/2)}$：希望船型の$T_{(WL/2)0}$に対応する値
（T：特記のほかは$T_{(WL/2)}$または$T_{(WL/2)0}$を示す）

以上の方式－1～3の修正によって，母船型の主要寸法を希望船型の主要寸法に単純に修正した準相似母船型のオフセットが求められることになる。

しかし，この段階では，そのC_M，C_P，およびLCBの値は母船型のそれらと等しいので，次の段階でそれらの修正を必要とする。

2.4 C_M, C_P, LCB の修正（面積曲線の修正）

C_M, C_P, および LCB の修正をすることは，前述の準相似母船型の面積曲線を希望船型のそれに修正することにほかならない。

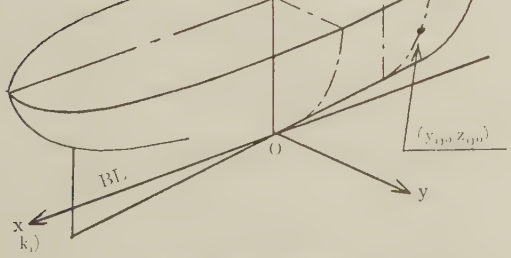


図2　線図の座標系
Coordinates of the off-set of lines drawings

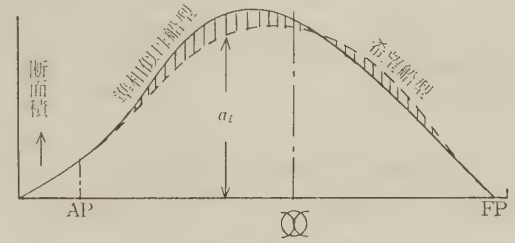


図3　両船型の面積曲線
Area curves of the both hull forms

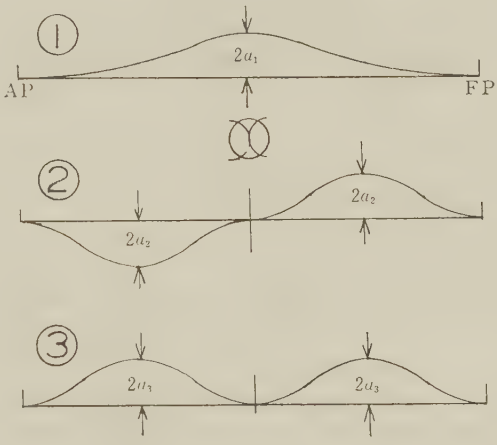


図4　①，②，および③曲線の形状
Shape of curves①, ② and ③

しかし，この段階で判っていることは両船型の面積曲線そのものではなく，母船型の基準きつ水線下のC_{M0}，C_{P0}およびLCB_0と，希望船型の計画きつ水線下のC_M，C_PおよびLCBの各値のみであり，それらを使って上記の修正を行うことが必要となる。

またその際に，準相似母船型の各横断面位置における断面積の修正値を求めることが，以下の修正計算を大幅に簡易化することになる。

前述のとおり，母船型のC_M，C_PおよびLCBの値が希望船型のそれらと大差のないように選ばれていることと，本方法は概略の船型のオフセットを求めるのが目的であるので，その修正方法としては近似法によることとした。

準相似母船型と希望船型との面積曲線を重ねたとすると，一般に図3に示すようなものとなる。従ってこの段階で求めたい値は，各断面位置のAi（図3ではa_i）の値である。そこで斜線の部分の面積曲線を近似的に図4の

①，②および③の各曲線で作られた面積の代数和で表わせるものと仮定し，それらの曲線の振幅 a_1，a_2，および a_3 の値を C_{M0}，C_{P0}，LCB_0，および C_M，C_P，LCB の値から求めることとする。

実用上の都合から，a_1 に関する面積曲線を変形のsine曲線，他の曲線を sine 曲線として整理すると，a_1，a_2，および a_3 は近似的に(6)，(7)および(8)式で求められる。

$$a_1 \fallingdotseq \frac{B\times T_{(WL/2)}}{2}\times(C_M-C_{M0}) \quad \cdots\cdots(6)$$

$$a_2 \fallingdotseq \frac{B\times T_{(WL/2)}}{25}\times\left(\frac{L_{WL}}{L_{PP0}}\right)^2 \times C_M\times C_P\times(LCB-LCB_0) \quad \cdots\cdots(7)$$

$$a_3 \fallingdotseq B\times T_{(WL/2)}\times(C_M\times C_P-C_{M0}\times C_{P0}) \times\frac{L_{WL}}{L_{PP}}-0.8\times a_1 \quad \cdots\cdots(8)$$

それらの値に対応して，修正値 a_i は(9)式で求められる。

$$a_i=a_1\{1+\cos[\pi\times\left(\frac{|k_i|}{5}\right)^{0.86}]\} +(a_2+a_3)\times\{1+\sin[\frac{\pi}{2}\times(\frac{4\times|k_i|}{5}+3)]\}\cdots(9)$$

ただし　k_i：各横断面位置のレバー係数，$(x_i\times10)/L_{PP}$
すなわち，中央断面では O，AP では5.0，FP では−5.0となる。

方式−3までで得られた準相似母船型の各断面積に a_i の値を代数和させると，その修正面積曲線は近似的に希望船型の C_M，C_P，および LCB の値を持つ筈である。

2.5　断面形状の修正（方式−4）

2.5.1　船体後半部

方式−3の段階の準相似母船型の基準きつ水線下の横断面積を a_i だけ修正するには，各断面形状をその修正面積分だけ修正する必要がある。その修正方法は様々のものが考えられるが，一般に漁船の船体中央部から後部のきつ水線の幅は，船の復原性保持のためできるだけ変化させたくないので，各断面積の増減の方法としては，実用上船の船底勾配の増減によるのが無難と考えられ，本方法では(10)式による断面形状修正を行うこととした。

$$z_{ij}=z_{ijo}-a_i\times\frac{y_{ijo}-y_{io}}{(y_{iwo}-y_{io})^2} \quad \cdots\cdots(10)$$

その変形方法を図示すると図5のようになる。

2.5.2　船体前半部

船体前半部の断面積の増減については様々の難しい問題が考えられるが，わが国の漁船の今後の船型改良の動向としては肥大船型の造波抵抗の減少を目的とする場合が多いと推定されるため，船首部の船の幅を増減することで断面積を調整することとし，(11)式による修正法を用いることとした。図6参照。

$$y_{ij}=y_{ijo}+a_i\times\frac{z_{ijo}-z_{io}}{(z_{iwo}-z_{io})^2} \quad \cdots\cdots(11)$$

ただし，$y_{ij}>B/2$ の時は $y_{ij}=B/2$ とする。

なお，図7の斜線で示すような箱型キールまたはスケグを持ち，点線のような肥せき係数計算時の除外部指定線のある母船型を使う場合には，(11)式中の z_{io} の代りに z_{iN} を用いる。船体後半部についても同様とする。

前述のとおり，船体前半部と後半部の断面形状の修正方法が異るので，その区分をどの断面位置とするかに問題があるが，現在までの計算結果では，Ord.6までを後半部と同様の修正法とするのが実情に合うようである。

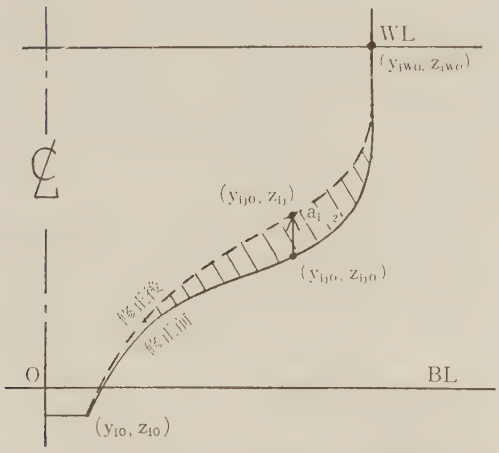


図5　方式−4による船体後半部の断面形状の修正
Modification of aft-body section in step-4

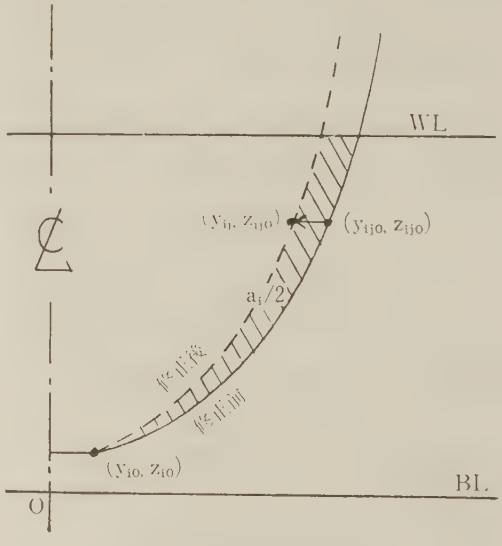


図6　方式−4による船体前半部の断面形状の修正
Modification of fore-body section in step-4

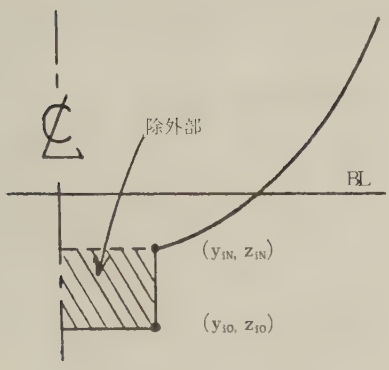


図7　記号の説明
Explanation of the symbols

2.6　水線入射角の修正（方式—5）

水線入射角は船体抵抗の大小に大きな影響があるので，船型の修正の際にはその船型要素を加えることが必要と思われる。本方法ではそれによる修正範囲は船体前半部に限ることとし，計画きつ水線の上下で断面形状を以下のとおりに修正することとする。

2.6.1　計画きつ水線下

船体前半部の計画きつ水線下の各断面のオフセットの値 y_{ij} を(12)式により $\overline{y_{ij}}$ に修正する。

$$\overline{y_{ij}}=y_{ij}-\overline{\Delta y_{iw}}\times\left\{8.175\times\sin\left[0.397\pi\times\frac{z_{ij}-z_{i0}}{z_{iw}-z_{i0}}\right]-6.75\times\left[\frac{z_{ij}-z_{i0}}{z_{iw}-z_{i0}}\right]^{\frac{1}{2}}\right\}\cdots\cdots(12)$$

ただし，(12)式中の $\overline{\Delta y_{iw}}$ は，各断面位置の計画きつ水線の半幅，すなわち y 座標の修正量であり，(13)式により求める。

$$\overline{\Delta y_{iw}}=0.0140\times\Delta\alpha\times L_{PP}\times\left(\frac{5+k_i}{5}\right)\times\left(\frac{k_i-k_{iE}}{5+k_{iE}}\right)^2\cdots\cdots(13)$$

ただし，$\Delta\alpha$：計画きつ水線の入射角の修正量の1/2を表わし，(14)および(15)式で求める。（度）

$$\Delta\alpha=\frac{1}{2}\alpha_e-\frac{1}{2}\alpha_{e0}\cdots\cdots(14)$$

$$\frac{1}{2}\alpha_{e0}=\tan^{-1}\left[\frac{(y_{9w}-y_{9.5w})\times 10}{(k_9-k_{9.5})\times L_{PP_0}}\right]\cdots\cdots(15)$$

ただし，$\frac{1}{2}\alpha_e$：希望船型の計画きつ水線の入射角の1/2（度）

$\frac{1}{2}\alpha_{e0}$：母船型の基準きつ水線の Ord.9 と9.5の位置で求めた水線入射角の1/2（度）

k_9：Ord.9におけるレバー係数：−4.0

$k_{9.5}$：Ord.9.5におけるレバー係数：−4.5

y_{9w}：Ord.9における母船型のきつ水線の半幅

$y_{9.5w}$：Ord.9.5 における母船型のきつ水線の半幅

k_{iE}：$(y_{iw}+\overline{\Delta y_{iw}})\geqq B/2$ となる断面位置のうち，船体中央断面から最も遠い Ord. のレバー係数。

$(y_{iw}+\overline{\Delta y_{iw}})$ の値がすべて $B/2$ より小さい場合には，$k_{iE}=0.0$ とする。

k_i：各断面のレバー係数。

ただし，$0\geqq k_i\geqq -5.0$

(13)式による $\overline{\Delta y_{iw}}$ の修正量を図示すると，図8のような形となる。

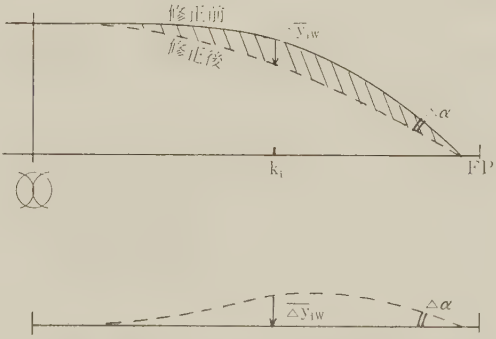


図8　方式—5によるきつ水線形状の修正
Modification of the shape of water plane in step-5

2.6.2　計画きつ水線上

計画きつ水線より上方の各断面の y_{ij} の値を(16)式により $\overline{y_{ij}}$ に修正する。

$$\overline{y_{ij}}=y_{ij}-\overline{\Delta y_{iw}}\times\cos\left(\frac{\pi}{2}\times\frac{z_{ij}-z_{iw}}{z_{iu}-z_{iw}}\right)\cdots\cdots(16)$$

ただし，z_{iu}：方式—4の修正船型の各断面の上甲板上縁，またはブルワーク頂部の基線上の高さ。

z_{iw}：方式—4の修正船型の各断面の計画きつ水線の基線上の高さ。

なお，(12)式，および(16)式により修正される断面形状は図9に示すようなものとなり，計画きつ水線下の修正前後の断面積が等しくなる条件の下で，水線の半幅が希望値に修正されることになる。図9の面積 $a=b$ となる。

2.7　後部船型のバトック傾斜の修正（方式—6）

船体後半部の $B/4$ バトックラインのきつ水線に対する最大傾斜角 α_{BS} の大小も船体抵抗に大きく影響すること

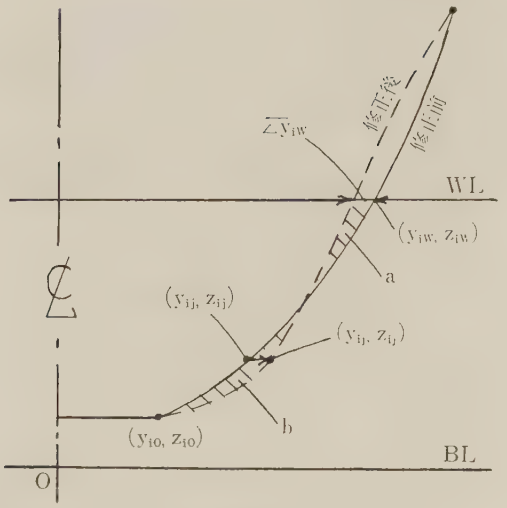


図9　方式－5による船体前半部の断面形状の修正
Modification of fore-body section in step-5

が知られているので，船型修正の際にα_{BS}による修正も実施したい事項の一つである。

その修正方法としては，船体後半部の線図オフセットのうち，z_{ij}の値のみを(17)式により$\overline{z_{ij}}$に修正する。

$$\overline{z_{ij}}=z_{ij}+\overline{\Delta z_{iB}}\times\sin\left\{\pi\times\left(\frac{y_{ij}-y_{i0}}{y_{iw}-y_{i0}}\right)\right\} \cdots\cdots(17)$$

ただし，$\overline{\Delta z_{iB}}$は(18)，(19)および(20)式で求められる。

$$\overline{\Delta z_{iB}}=-0.0175\times\left(\frac{L_{PP}}{10}\right)\times\Delta\alpha_{BS}\times\Delta k_B \times\left(\left|\frac{\Delta k_B}{2}\right|-1\right)^2 \cdots\cdots(18)$$

$$\Delta\alpha_{BS}=\alpha_{BS}-\alpha_{BS0}\times\left(\frac{L_{PP0}}{L_{PP}}\right)\times\left(\frac{d}{d_0}\right) \cdots\cdots(19)$$

α_{BS0}：母船型の基準きつ水線に対するB/4バトックラインの最大傾斜角（度）

α_{BS}：希望船型の計画きつ水線に対するB/4バトックラインの最大傾斜角（度）の指定値

$$\Delta k_B=k_{B0}-k_{iB} \cdots\cdots(20)$$

ただし，k_{B0}：母船型のB/4バトックラインの最大傾斜位置のレバー係数。

k_{iB}：船体後半部の各断面のレバー係数。
ただし，$5.0\geqq k_{iB}\geqq 0.0$

(17)式による断面形状の変化は図10の破線に示すようなものとなる。また(18)式によるB/4バトックラインの修正形状は図11の破線のようなものとなる。

それらによって，船体後半部の各断面積は多少変化するが，船体後半部の排水容積は近似的に同一となるので，方式－4で得られている*LCB*の値に大きな変化を与えることはない。

2.8　トリム等の修正（方式—0）

母船型の基準きつ水線のトリムに対応した変形後の希望船型のノルマルトリムを希望の指定値にするためと，希望船型のプロペラアパーチャの高さを希望の指定値より小さくしないために，方式－1～3の修正計算を行う前に母船型の線図オフセットに対して以下の前処理計算を行うことが実用上必要となる。ただし，この場合もあまり大きい修正を行うことはさけねばならない。

2.8.1　ノルマルトリムの指定（方式—01）

図12に示されるとおり，母船型を変形させるに当って，まず変形の基準となるきつ水線をきめる必要があるが，その基準きつ水線以下の船型を方式－1～6にわたって変形を行った場合，一般的には変形後のノルマルトリムはラウンドナンバーとならないため，線図の作成時に不都合が生じる。それを防ぐため，方式－1～6の変

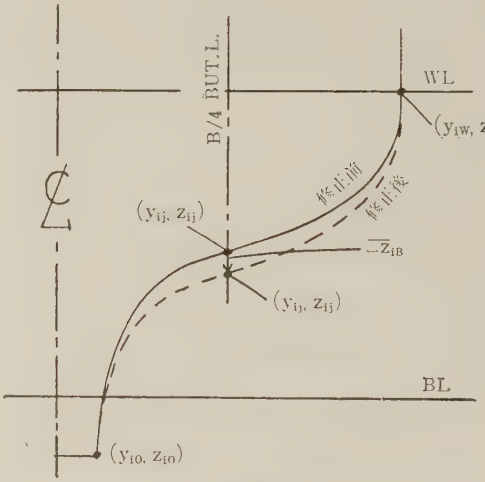


図10　方式－6による船体後部の断面形状の修正
Modification of aft-body section in step-6

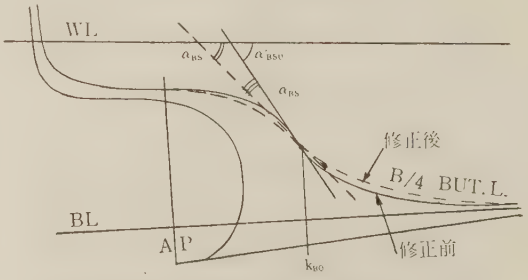


図11　方式－6による$B/4$バトックラインの修正
Modification of $B/4$ buttock line in step-6

形に先立って，母船型を図12の破線のプロファイルのように修正しておくこととする。その際の修正式は(21)式となる。

$$z_{ij}'=d_{i0}-(d_{i0}-z_{ij})\times\frac{d'_i}{d_{i0}+\eta} \quad \cdots\cdots(21)$$

ただし，

$$d_{i0}=d_0+t_1\times k_i/10 \quad \cdots\cdots(22)$$

$$\eta=t_0\times k_i \quad \cdots\cdots(23)$$

$$d_i'=\frac{t}{2}\times\frac{d_0}{\overline{d}}\times\frac{k_i}{5.0}+d_0 \quad \cdots\cdots(24)$$

t_1: 母型の基準きつ水線の基線からのトリム

t_0: 母型のノルマルトリム

t: 希望船型のノルマルトリム

d_0: 母型の基準きつ水線の型きつ水

$\overline{d}$: 希望船型の基準きつ水線の型きつ水

z_{ij}: 母型のオフセットのz座標の値

z_{ij}': z_{ij} の前処理修正値

2.8.2 プロペラアパーチャの指定（方式－02）

漁船の船型をきめる際に，プロペラアパーチャの高さが希望通りにとれるように，その周辺の船型を多少修正することが必要となる場合がある。そのために，本方法では，ある程度までの修正が可能となるように，プロペラアパーチャ附近の部分修正を織り込むこととしたが，その具体的方法としては，ノルマルトリムの指定と同様に予め希望船型のプロペラアパーチャの必要高さを指定し，それが満たされるための母船型の前処理による修正を行うこととした。

その修正の範囲は船尾端からプロペラアパーチャ部分を中心とした前方同等の距離までの船体後部の船底とし，(25)式によってその部分のオフセットの z 座標値 z_{ij} を z_{ij}' に修正することとした。

$$z_{ij}'=z_{ij}+\frac{\delta_{PA}}{2}\times\left\{1.0+\cos\left[\pi\times\frac{(k_i-k_{PA})}{(k_E-k_{PA})}\right]\right\}\times\frac{(y_{iw}-y_{ij})}{(y_{iw}-y_{i0})}\times\frac{z_{ij}\times(2z_{PA}-z_{ij})}{z_{PA}^2} \quad \cdots\cdots(25)$$

ただし，

$$\delta_{PA}=H_{PA}\times\frac{d_0}{\overline{d}}-H_{PA}' \quad \cdots\cdots(26)$$

$$H_{PA}'=H_{PA0}\times\frac{T_{PA}'}{T_{PA0}} \quad \cdots\cdots(27)$$

$$T_{PA}'=\frac{t}{2}\times\frac{d_0}{\overline{d}}\times\frac{k_{PA}}{5.0}+d_0 \quad \cdots\cdots(28)$$

$$T_{PA}=\frac{(t_0+t_1)}{2}\times\frac{k_{PA}}{5.0}+d_0 \quad \cdots\cdots(29)$$

H_{PA}: 希望船型のプロペラアパーチャの高さ

H_{PA0}: 母型のプロペラアパーチャの高さ

H_{PA}': 母型の前処理後のプロペラアパーチャの高さ

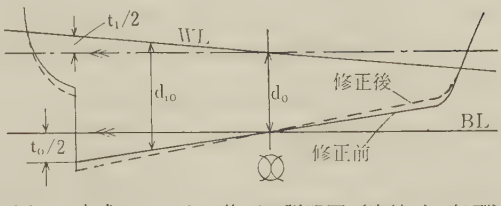


図12　方式－01による修正の説明図（実線が母船型）

Explanation of the modification in step-01 (solid line:mother form)

k_{PA}: プロペラアパーチャ位置のレバー係数

k_E: 最後端断面のレバー係数

ただし，$k_E>k_i>(2k_{PA}-k_E)$

$y_{iw}>y_{ij}$

$2z_{PA}>z_{ij}>0$

とする。図13参照。

本方法による変形計算は母船型の線図オフセットに対して，2.8.1および2.8.2に示される前処理変形を行った上で，方式－1～6の変形計算を行うこととなる。

2.9 算出船型の排水量等諸計算

母船型の排水量等諸計算用の線図オフセットを利用した希望船型作成用の電算プログラムは，上述の方式－0から方式－6までの諸計算を行って希望船型の線図オフセットを算出するが，その作成した船型がほぼ希望する船型となっているかを調べるため，引き続いて希望船型の排水量等諸計算も打ち出されるものとなっている。（図14および文献4）の第1表および第7表参照）

その計算時の中央型きつ水深さと，希望船型の基線からの計算トリム5個は任意に指定できるものとし，それらの諸計算結果から，どの程度までの誤差で希望船型が求められたかを容易に判断しうるものとした。その結果がもし，当初希望したC_M, C_P, および LCB の値から大きく外れていたら，インプットミスか計算過程での誤差の累積にもとずくものと考えられるので，後者の際は，

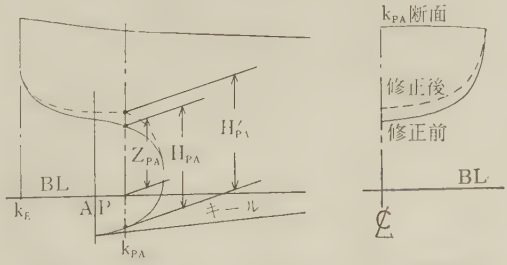


図13　母船型のプロペラアパーチャ付近説明図

Explanation of symbols near propeller aparture in mother form

その誤差の量だけさらに修正したインプットを使って再計算すれば，概ね希望船型にごく近い船型が求められる筈である。

2.10 概略正面線図の打出し

上記の電算プログラムでは，求められた希望船型のオフセットを使って，さらに印字による概略正面線図を打ち出し，求められた船型が概ね期待通りの形状となっているか否かを一見して判断できるものとしている。（図16および18参照）

この概略正面線図は，方式－3，4，5および6の夫々について打ち出されるので，その変形の過程も順を追って理解することができる。

2.11 算出船型用オフセットカードの打ち出し

本電算プログラムでは，改良船型用のオフセットカードの打ち出しも可能のものとしているので，必要に応じてそれらを使えば，例えばストリップ法による波浪中の船体の動揺計算も出来るようになっている。

3. 船型算出用プログラムの流れ図とインプット表

以上の諸計算を行うプログラムは，各種の漁船船型の作成に数年間試用した結果，概ね実用しうることが明らかとなった。その計算の流れ図を図15に，またそのインプットの記入内容説明表を表2に，その記入例を表3に示す。

なお，図15中の結果の打ち出しの内容は，

① 船型オフセット
② 指定トリム時の排水量等諸計算結果
③ 指定きつ水線（トリムも指定）のボンジアン計算結果
④ 概略正面線図

であり，また方式－4～6は指定により計算を除外することもできる。

本プログラムを試用した結果によると，船型にバラエティのある各種の漁船の母船型用オフセットをある程度の隻数揃えておけば，希望船型を求めるための電算用のインプット資料の用意は1時間足らずで済むことになるので，中型電算機による演算時間が1隻当り数分程度であることを考えあわせれば，希望船型の近似度を高めるための再計算をやったとしても，1日あれば希望船型の概略オフセットと各種トリム状態の排水量等諸計算が求められる。

4. 計 算 例

4.1 284トン型まぐろ延縄漁船の改良船型

前述の電算プログラムを利用して，省資源型遠洋まぐろ延縄漁船の試設計船の概略線図を求めた[2]際の計算結果の一部を図16に示す。

同計算の母船型としては，船体抵抗の少いことが模型試験により確認されている水産庁所属の初代照洋丸の船型を用い，希望する船型の主要目と船型要素は表4に示すものを用いた。

同試設計船の最終正面線図は図17に示されるが，同線図は上述の計算結果のオフセットから専門設計者の手で作画されたものである。その模型船による水槽試験によって，在来船に比べて20%以上の省燃油効果があることが確認されている。

図17に示されるとおり，改良前後（鎖線と点線）のプロペラ直前の船型に大きな相違があることが当時注目さ

TRIM= 1.00000 ** MAIN **

DRAFT	W	W+DW	(KB)	(MID B)	(MID F)	A MID	S WET	A WP
0.5000	57.4660	58.7337	0.3495	3.2755	1.4738	2.9790	154.6073	142.1634
1.0000	140.0741	141.7622	0.6063	1.9150	0.8064	6.6188	205.8696	174.6911
1.5000	234.4824	236.5114	0.8758	1.4547	0.7867	10.2688	247.4381	192.9864
2.0000	337.3069	339.6709	1.1507	1.2800	1.0104	13.9188	288.3034	208.2703
2.5000	448.5625	451.3054	1.4333	1.2867	1.6881	17.5688	334.5023	227.0306
3.0000	568.6923	571.7928	1.7233	1.4238	2.1098	21.2188	378.1138	240.6007
3.5000	694.3679	697.8090	2.0109	1.5635	2.2828	24.8688	419.6482	249.9320

DRAFT	(TPC)	(MTC)	(KMT)	(KML)	C B	C P	C W	C MID
0.5000	1.4566	1.7360	8.0768	109.1055	0.4267	0.5228	0.5407	0.8162
1.0000	1.7899	2.8357	5.0002	73.4856	0.5200	0.5735	0.6645	0.9067
1.5000	1.9773	3.5928	3.9561	56.0362	0.5803	0.6188	0.7341	0.9378
2.0000	2.1339	4.3686	3.5433	47.7759	0.6261	0.6567	0.7922	0.9533
2.5000	2.3262	5.5544	3.4322	46.0110	0.6661	0.6919	0.8636	0.9627
3.0000	2.4652	6.4926	3.4375	42.8237	0.7037	0.7263	0.9152	0.9689
3.5000	2.5608	7.1967	3.4951	39.3230	0.7365	0.7567	0.9507	0.9733

図14 排水量等諸計算のアウトプットの例

An example of the out put of hydro-static calculations

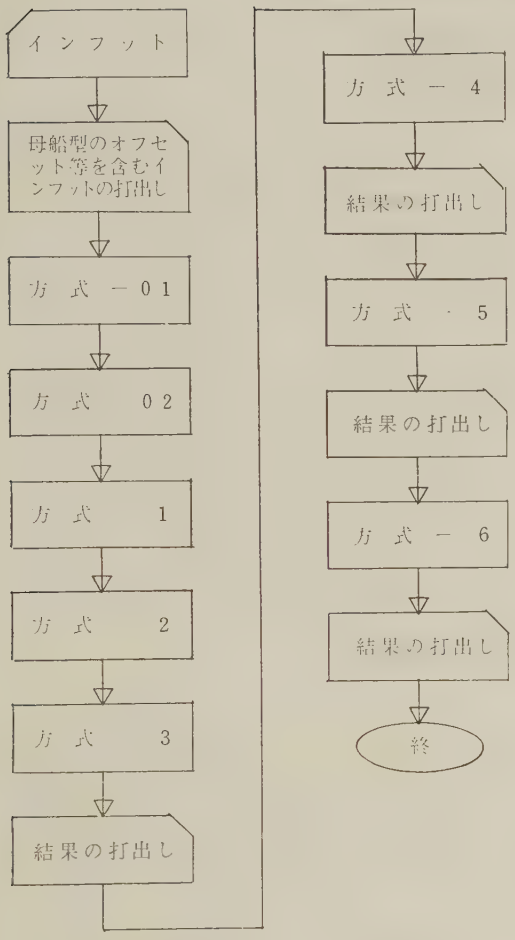


図15　船型算出用プログラムの流れ図
Flow of the program to modify the hull form

れ，船尾船型の改良の重要性が改めて認識されたのは関係者の間でよく知られることである。

4.2　沿岸小型漁船の概略正面線図

標記の船型は，FRP 製沿岸小型漁船の船型改良を目的として，設計の過程の中で本計算プログラムにより求められた概略船型（図18）であるが，それをもとにして同船の最終線図が設計されている。

図18に示される概略正面線図で知られるとおり，同船型はハードチャインとボックスキールを持つ標準的な沿岸小型漁船船型であるが，同図は本方法がそのような船型に対しても使用できることを示している。

同船型を求める際に用いられた船の主要目と船型要素は表5に示されるが，それらの値は前例と同様，最適船型の選出を目的に開発された「小型 FRP 船の基本設計用電子計算プログラム」[3] により算出されたものである。

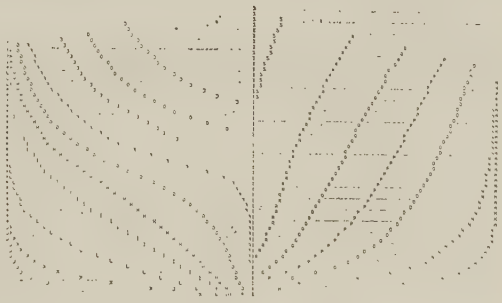
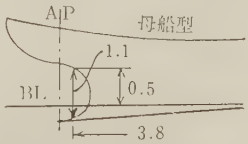
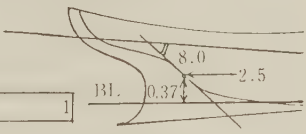


図16　算出船型の概略正面線図の例－1
Rough body plan of modified hull form; example 1

表3　インプットの1例
An example of in put data

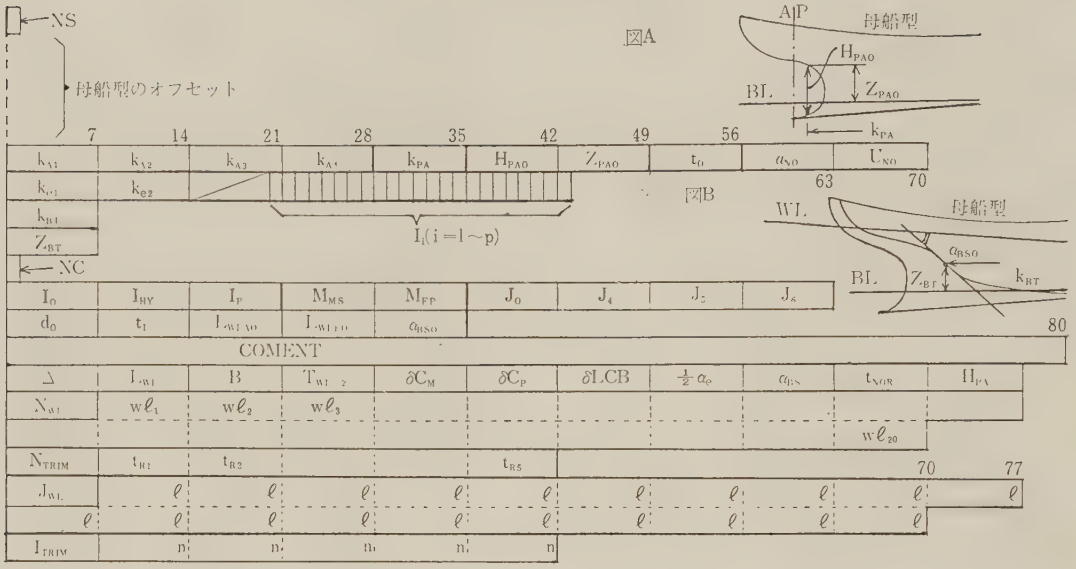
図A





2.0	1.0	0.0	1.0	3.8	1.1	0.5	0.68	0.129	1.11	
−4.0	−4.5	1 1 1 1 1 1 1 1 1 1 1 1 1 1 1 1 1 1 1 1								
2.5										
0.37										
1										
1	1		8	15	1		1	1		
0.70	0.0	7.00	6.94	8.0						
15GT TYPE TRAWLER										
16.14	13.94	3.10	0.71	0.0	0.0	1.0	20.0	10.0	0.68	0.50
17	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.73	0.76	0.79
0.82	0.85	0.88	0.91	0.94	0.97	1.00				
5	0.70	0.0	0.70	1.40	2.10					
1							1			
1		1								

表2　インプット表（説明付）……〔p.56～57〕
In put table and the explanation



（表2の説明）

NS：同時にインプットする母船型の隻数。もし，*NS*＝3なら，母船型からI_{TRIM}までのインプット3組をつけることが必要。

母船型のオフセット：漁船研究室のインプット方式[4]による。ただし，浸水区画オフセットを除く。（m）

（母船型の補足インプット）

k_{A1}～k_{A4}：母船型の最大断面位置前後のレバー係数4個を記入する。一般には2.0，1.0，0.0，−1.0でよい。

k_{PA}：母船型のプロペラアパーチャ位置のレバー係数。図A参照（H_{PA0}, Z_{PA0}も同様）

H_{PA0}：母船型のプロペラアパーチャの高さ。（m）

Z_{PA0}：母船型のプロペラアパーチャ上端の*BL*上の高さ。（m）

t_0：母船型のノルマルトリム。（*BL*を基準としたキールラインのトリム）（m）

a_{N0}：母船型のL_{PP}/2位置の除外部の断面積。図7参照（m²）

U_{N0}：母船型の除外部の容積除外部としては角型キール，スケグ等，船型肥せき係数算出時に除外すべきものをいう。（m³）

レバー係数：各横断面の中央断面からの距離をL_{PP}/10で割った値。船尾を正とする。

k_{e1}～k_{e2}：母船型の基準きつ水線の船首入射角α_eをめ求るための船首部断面のレバー係数。一般には−4.0と−4.5とする。

k_{BT}：母船型の*B*/4バトックラインの最大傾斜位置（クルーザースターン部分を除く）のレバー係数。端数でも可。図B参照

Z_{BT}：同上位置の*BL*上の高さ。（m）

I_i：該当断面（左端が船尾端断面，*p*は断面総数）の形状が角型の場合はこの欄に1を記入する。

（母船型の基準きつ水線の指定等）

NC：1個の母型から求めたい変形船型の個数。もし，$N=4$ なら，このあとに I_0 から I_{TRIM} までの計10行のインプットを4組つける必要がある。

I_0：変形計算の実行命令。1を入れればよい。

I_{HY}：変形後の排水量等諸計算の実行命令。1を入れればよい。

I_P：変形後の船型オフセットのパンチ命令。その装置の無い場合はブランクとする。

M_{MS}：船体中央断面の船尾端断面からの順位。

M_{FP}：FP断面の船尾端断面からの順位。

J_0：方式－0の計算除外命令。1を入れると除外される。現状では必らずブランクとする必要がある。

J_4～J_6：方式－4～6の計算除外命令。1を入れるとその部分の計算が除外される。

d_0：母船型の基準きつ水線の中央断面位置の型きつ水深さ。(m)

基準きつ水線：母船型のこのきつ水線を基準として変形計算が行われる。

t_1：母船型の基準きつ水線のBL（基線）からのトリム。(m)

L_{WLA_0}：基準きつ水線の後端から中央断面までの水平距離。(m)

L_{WLF_0}：：基準きつ水線の前端から中央断面までの水平距離。(m)

α_{BS_0}：基準きつ水線に対する$B/4$バトックラインの最大傾斜角。図B参照（度）

COMENT：変形希望船型に関する任意のコメントを入れる。

（変形希望船型の主要目と船型要素指定）

Δ：変形後の目標排水量。計算には使われない。(t)

L_{WL}：水線長さ。(m)

B：船の幅。(m)

$T_{(WL/2)}$：$L_{WL}/2$ 位置のきつ水線の深さ。ただし，除外部を除く。図1および7参照(m)

δC_M：母船型の基準きつ水線のC_Mに対する希望変化量。

δC_P：母船型の基準きつ水線のC_Pに対する希望変化量。

δLCB：母船型の基準きつ水線のLCBに対する希望変化量。

ただし，上記の3船型要素は何れも水線長さ L_{WL_0} および L_{WL} を用いた値であることに注意を要する。[1] なお，$L_{WL_0} \equiv L_{WLA_0} + L_{WLF_0}$

$\frac{1}{2}\alpha_e$：希望の水線入射角α_eの1/2。(度)

α_{BS}：$B/4$バトックラインの最大傾斜角[1] の希望値。(度)

t_{NOR}：変形後の船型の線図の希望ノルマルトリム。(m)

H_{PA}：変形後の船型の線図のプロペラアパーチャの高さの最小限の希望値。(m)

（変形希望船型の線図用オフセットのきつ水線指定，および諸計算用のトリム指定）

N_{WL}：指定するきつ水線の個数。

wl_1～wl_{20}：指定するきつ水線の深さ。(m) 最大20個まで指定できる。

N_{TRIM}：指定するトリムの個数。

t_{R1}～t_{R5}：指定するトリムの値。(m) 最大5個まで指定できる。L_{PP} 基準の値とする。

上記のt_R毎にwlの指定に応じた希望船型の排水量等諸計算結果が打ち出される。

J_{WL}：面積曲線を打ち出させたいきつ水線の個数。

I_{TRIM}：面積曲線を打ち出させたいトリムの個数。

l：この位置に1を入れると，その位置に対応した wl の値における面積曲線作成資料が打ち出される。

n：この位置に1を入れると，その位置に対応した t_R の値における面積曲線作成資料が打ち出される。

上記のwlとt_Rの指定に応じて，その組み合わせのきつ水線における面積曲線作成資料が打ち出される。

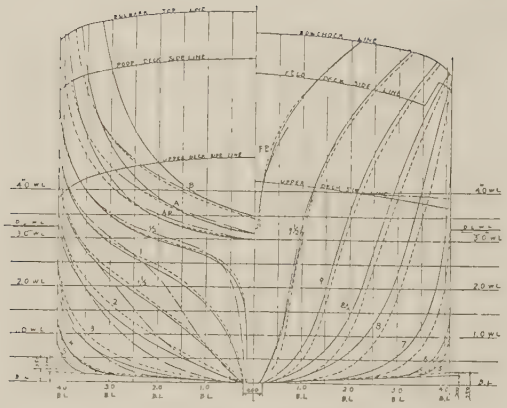


図17 試設計船の正面線図(点線)
Body plan of improved hull form; example 1 (dotted line)

この種の船型算出の際に特に注意を要することは，改良船型のハードチャインの前後方向の形状をフェアーな曲線とするために，母船型とその基準きつ水線の深さとトリムを適切に選定する必要があることで，そのための再計算が一般に必要と思われる。それでも完全にフェアーにならない場合には，線図作画時にハードチャインをフェアリングすることによって容易に目的とする線図が得られる筈である。なお，これらの概略線図よりも算出オフセットによる作画の方がフェアーであることはいうまでもない。

5. 使用結果の考察

本方法を種々の漁船の船型改良に試用してみた結果は概ね満足すべきものであったが，それらを要約すると次のとおりとなる。

表5 例—2の改良船型の主要目と船型要素
Principal dimensions and form parameters of improved hull form; example 2

主要目	Δ	21.74 t
	L	15.60 m
	B	2.90 m
	T	0.75 m
船型要素	$L/\nabla^{1/3}$	5.635
	B/T	3.869
	C_M	0.838
	C_P	0.693
	LCB	− 0.780 %

表4 例1の改良船型の主要目と船型要素
Principal dimensions and form parameters of improved hull form; example 1

主要目	Δ	800.0 t
	L	46.80 m
	B	8.20 m
	T	3.23 m
船型要素	$L/\nabla^{1/3}$	5.041
	B/T	2.539
	C_M	0.954
	C_P	0.660
	LCB	− 0.63 %
	$\frac{1}{2}\alpha_e$	20.5 度
	$\frac{1}{2}\alpha_r$	50.0 度
	α_{BS}	22.5 度
	t/L	0.038

① 改良船型の線図作成の能率化

統計解析法にもとずく漁船の馬力算定式を利用して省エネルギー漁船の設計をする場合，船体抵抗を小さくするために具備すべき一組の船型要素，すなわち $L/\nabla^{\frac{1}{3}}$, B/T, C_M, C_P, LCB, α_e, α_{BS}, 等の数値が指定された線図を，従来の方法で設計することはあまり容易な作業ではない。

しかし，本方法を利用すれば，希望の船型にほぼ近い線図のオフセットとその排水量等諸計算がごく短時間で求められ，漁船の改良船型の設計が極めて容易となる。

② 改良船型の選択範囲の拡大

本方法による一隻当りの電算時間は僅か数分であるため，大幅な船型改良を計画する場合には，希望する船型

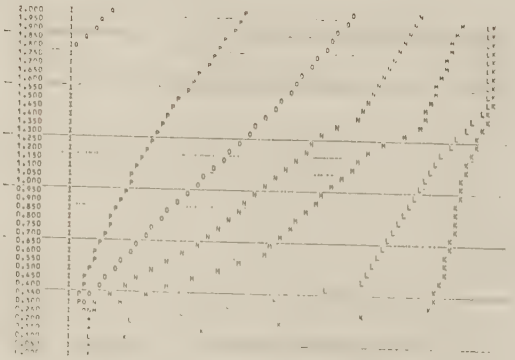


図18 算出船型の概略正面線図の例—2
Rough body plan of modified hull form; example 2

周辺の複数の船型を一挙に求め，それらの中から最適の船型を選出することが実用上可能となる。

たとえば，B/Dの異る改良船型群を予め系統的に算出させ，それらの排水量等諸計算結果を調べた上で，復原性能上不安のない最適船型を選ぶことができる。

③　既存の優秀船型の活用

本方法では母船型をもとにして変形を行うため，長年の実績をもつ優秀船型を母船型として利用することにより，その船型の特徴を改良船型にもある程度伝えることができる。

④　設計の信頼性の向上

上述のような本方法の利点を有効に生かした設計を進めることにより，比較的短時間で改良船型開発の際に幅広い検討が可能となり，漁船の設計作業の時間短縮，省力化とともにその信頼性の向上が期待される。

6. あとがき

漁船船型の有効馬力算定式の効率的利用をはかるために開発された「漁船の基本設計用電子計算プログラム」を使って省エネルギー漁船の設計を行う場合，その算出された最適船型要素を持つ線図の作成作業が意外に面倒なことが実用上の大きな隘路となっていたが，本方法の開発によってその問題が概ね解消し，上記の有効馬力算定式を利用した漁船設計法の実用化が果されることとなった。その数式変形の方法にはまだ若干の問題が残されているが，それらは今後の実用の過程で改善をはかることとしたい。

終りに，本方法の電算用プログラムの開発にご協力頂いた(株)数理計画の村岡正康氏と，多数の演算処理にご面倒をお掛けした漁船工学部，および農林水産研究計算センターの関係者各位に深甚の謝意を表します。

参考文献

1)　土屋孟：漁船船型の有効馬力に関する統計解析とその実用化について，水産庁漁船研究室　研究報告第6号，1973

2)　省資源型漁船設計 調査事業報告書，(社)漁船協会，1977

3)　技術指導書　FRP製9.9トン型いか釣漁船の基本設計，(財)日本小型船舶工業会，(財)日本造船技術センター，1977

4)　土屋孟，小林務：電子計算による漁船用排水量等諸計算方式について，水産庁漁船研究室　漁船研究技報第23巻第2号，1969

Computer Aided Design Procedure of Fishing Boat's Hull Form having Desired Form Parameters

By

Tsutomu TSUCHIYA

Summary

The estimation method of EHP of fishing boats by statistical regression analysis of tank tests has been developed recently. The computer aided initial design procedure of fishing boats has also been developed on the technical base of the EHP estimation method, and the optimum low resistance hull form is easily obtained by it.

The hull form obtained by the procedure, however, is not the lines drawing itself, but a groupe of hull form parameters which are $L/\nabla^{\frac{1}{3}}$, B/T, C_M, C_P, LCB, α_e, α_{BS}, etc. The next design procedure, therefore, is to draw the lines of the hull form having the desired form parameters. But it is not so easier as to take out the hull form parameters from a existing hull form.

To get over the problem, the auther developed new computer aided practical design procedure. The out-line of the method is to modify the off-set of a existing hull form by a simple mathematical approximate method.

The hull form parameters used in the modification are C_M, C_P, LCB, α_e, and α_{BS}. When a existing hull form is modified into a desired one, L, B, and T have to be modified together with the form parameters. The normal trim and the height of propeller aparture can also be modified, if neccessary, at the same time.

The calculation procedure in the program consists of seven steps, and they are as follows:

step-0: to modify the normal trim, and the height of propeller aparture
step-1~3: to modify L, B, and T (draft)
step-4: to modify C_M, C_P, and LCB
step-5: to modify the entrance angle α_e
step-6: to modify the maximum buttock slope α_{BS}

The lines of the modified hull form are easily drawn by minor fairing procedure of the calculated results.

By this method, the off-set of the modified hull form having desired form parameters, and the results of the hydro-static calculation are obtained in a few minutes. In a practical design, if several possible improved hull forms and their hydro-static calculation results are obtained by this method, the designer can easily select the most suitable one of them. Various kinds of fishing boats having improved hull forms have been designed successfully by this method.

水工研報告 2
1981 pp. 61～73

高速沿岸漁船の船尾形状について

鈴木 四郎*・小林 務*

目 次

1. まえがき……61
2. 船尾形状と抵抗特性……61
2.1 従来型木造漁船船型……61
2.2 高速FRP漁船船型……62
2.3 抵抗試験結果の比較……62
3. 船尾形状変化による抵抗への影響……67
3.1 供試船と船尾形状変化……67
3.2 抵抗試験……67
4. あとがき……71
参考文献……71
Summary……72

1. まえがき

沿岸小型漁船のFRP化が急速に進み，昭和54年末現在の水産庁漁船統計（表1参照）に示すように，海水動力漁船総数の内，20トン未満の漁船は97.7%を占めて386,200隻であり，その内すでに43.5%に相当する168,049隻がFRP化されている。

これらのFRP船は船殻重量が軽量である利点を生かして高速化がはかられ，特に3～5トンクラスではフルード数$F_n=v/\sqrt{L_{WL}\cdot g}$が1.0前後にも及ぶ極めて高速な漁船が続出しているのが現状である。

しかしながら，これらの高速漁船船型は一朝一夕にして生れたものではなく，造船業界の努力の積重ねと，当漁船工学部の研究成果に基づいて行われた技術指導によるものと自負している。ところが試行錯誤を繰返している小造船所の建造による船の中には性能の悪い船が混在しているため今後の建造に際してはこの報告を参考にされたい。

船の船型は本来要求される速力に応じて決められるべきものである。従って低速で稼動していた時代の木造船は，その速力に適した船型が試行錯誤の結果経験的に求められたと考えられる。FRP化により船体総重量が軽くなり高速が要求されると従来の経験則はそのまま通用しなくなり，様々な失敗例や欠陥船が出現したが，高速に適した船型とするためにはハードチャイン型高速艇の船型に近付ける必要がある。特に従来型の木造船から高速型に移行するには，船尾形状が最も大事である。この報告では，従来の低速木造小型漁船と最近の高速FRP小型漁船の特に船尾形状と船体抵抗を比較検討し，更に同一船型において，船尾形状を変化させた場合の抵抗値への影響について報告する。

しかし，上述のような高速船の船体抵抗を減少せしめる目標を追求すると，キール，ならびにチャインラインの側面形状は直線が望ましいが，現実にはこのような船型に主機関を搭載すれば，プロペラシャフトレーキが大きくなり，車輛用から舶用化した高速ディーゼル以外の従来型の漁船用エンジンはシャフトレーキが許容範囲を越えて使用に耐えないものがほとんどを占めている。強いてそのエンジンを搭載しようとすれば船尾船底を下方にふくらます必要が生ずる。また，エンジンの据付足の位置もシャフトレーキと機関台構造との関連があり，高速ディーゼルの逆転減速機も減速比が大きくなるに従いその大きさと据付足が，やはり船型と競合する場合が多い。このように，主機関や逆転減速機等の制約のため，船型を悪い方向に歪まさなければならないことが現実には非常に多いので，船型改良と同時に関連機器の改善も別途に検討が必要である。

2. 船尾形状と抵抗特性

2.1 従来型木造漁船船型

図1に線図を示す「あかつき」（M－8）は，漁船工学部の前身である水産庁漁船研究室が創立間もない昭和26年3月に建造した5トン型木造実験船であり，当時の南関東内湾の漁船を調査の上求めたほぼ平均的な主要寸法比を持つ船型である。エンジンはディーゼル25 PSを搭載し，排水量6.1 tの時に速力8.1ノットの記録があり，当時としては比較的高速であった。

この船の特徴は，チャインライン及びキールラインの側面形状が船尾部ORD. 3より後方において大きく反り上っている点とトランサムにおけるチャイン幅は最大チ

* 漁船工学部

表1 海水動力漁船隻数（昭和54年末現在，水産庁漁船統計）

Number of powered fishing vessel on tidal waters
(as of the end. 1979 statistic table of fishing vessel)

項目 / 船型	総数		鋼船		木船		FRP船	
	隻数	(%)	隻数	(%)	隻数	(%)	隻数	(%)
総数	395,418	(100)	9,663	(2.4)	217,262	(54.9)	168,493	(42.6)
0 ～ 0.9トン	149,726	(37.9)	122	(0.03)	94,610	(23.9)	54,994	(13.9)
1 ～ 2.9	144,630	(36.6)	86	(0.01)	75,519	(19.1)	69,025	(17.5)
3 ～ 4.9	65,628	(16.6)	293	(0.06)	32,458	(8.2)	32,877	(8.3)
5トン未満小計	359,984	(91.0)	501	(0.1)	202,587	(51.2)	156,896	(39.7)
5 ～ 9.9	15,211	(3.8)	370	(0.1)	7,903	(2.0)	6,938	(1.8)
10 ～ 14.9	5,899	(1.5)	439	(0.1)	2,973	(0.7)	2,487	(0.6)
15 ～ 19.9	5,106	(1.3)	925	(0.2)	2,453	(0.6)	1,728	(0.4)
5 ～ 20トン小計	26,216	(6.6)	1,734	(0.4)	13,356	(3.4)	11,153	(2.8)
20トン以上	9,218	(2.3)	7,428	(1.9)	1,319	(0.3)	444	(0.1)

ャイン幅の69%に絞っており，更に，デッドライズも大きい点であろう。本船の主要目は表2に示している。

表3に示す，C，D，K及びN船は昭和48年に一本釣漁船を調査した際に線図を実測した船であり，C及びD船は新造船であった。これらの線図を図2に並べて比較しているが，これらの船型は表中の速力要求に対応するものであり，L/B，B/D，L/D等の差はあるが，船尾形状に注目すれば「あかつき」の類型である。

2.2 高速FRP漁船船型

2.2.1 スケグ付船型の例

スケグを付けた船型でもスケグの大きさの相違や，スケグ後端を切りつめてシャフトブラケット式としているものなど種々あるが，図3に示す線図は一本釣専用漁船として標準設計を行った船型（M—100）である。中央部で幅が広く，全体の容積として大きなスケグを持っているが，これは上架の際に作業が容易でしかも安全であるように計画されたものである。船体抵抗の見地からは，スケグは本来の使命である横流れ防止や針路安定のために必要にして最小の大きさのものにしたいが，性能面以外の使用上の要求から止むを得ない。

その他船型上の特徴は，チャインの側面形状が「あかつき」と異なり，かなり直線的に船尾に延びているが，プロペラアパーチャーと主機関の許容シャフトレーキの両面から止むを得ずチャインが上方に反るのを更に後方で下方に下げている。また，平面形状はチャイン幅を後端において最大幅の90%に絞っている。本船の主要目は表2に示している。

2.2.2 スケグなしの船型の例

スケグなしの船型では，プロペラ引上げ式とシャフトブラケット式の2種類がある。和船型漁船は従来からスケグはなく，プロペラ引上げ式を殆んどのものが採用していたが，ユニバーサルジョイント関係，その他軸系関係の事故が多かったので，木造からFRP製に移行するのを契期として，漁港の整備されている地区では，スケグ式として，スタンチューブ式かシャフトブラケット式とすることを推奨してきた。しかし，最近では，スケグなしでシャフトブラケット式とする例も多く，静穏な海域での高速化をねらう船もある。しかし，荒い海面での長時間航海ではスケグ付の船型の方が有利であることが実証されている。

図4に示す線図は，ほたて貝採取船として標準設計された船型（M—94）であるが，陸奥湾では漁港が整備されていない地区が多く，毎日スリップウエイに上下架するためスリップウエイの傾斜とプロペラの最大引上げ高さの関係で船尾の形状に制約が生じた。すなわち，チャインラインは船尾に向って更に直線的にしたいが前記制約のため上方に反らさなければならなかった。チャイン幅は後端において最大幅の96%とした。本船の主要目は表2に示している。

2.3 抵抗試験結果の比較

「あかつき」（M—8），一本釣専用漁船（M—100）及び，ほたて貝採取船（M—94）の3隻の抵抗試験成績

の中から3状態ずつを取り出して比較検討する。

抵抗試験結果は何れも排水量が異なるため，これを排水量10 t の全抵抗係数 $_{10}r_T$ に換算して，速度は速度排水容積係数 $F_{n\nabla}$ に換算して図5に示した。また，各状態のトリム変化の模様を図6の dipping 曲線で比較した。$_{10}r_T$-$F_{n\nabla}$ 曲線（図5）において，明らかなように「あかつき」（M—8）の船型は低速域では $_{10}r_T$ は低いが高速になるに従って急激に増大し，特に半載，または満載に相当する状態では上昇傾向が著しい。試験を実施した当時としては高速化を見越してかなり余裕を見て高速域まで実施したがラストハンプまでは到達していない。

これに対して，一本釣専用漁船（M—100）は低速域では「あかつき」よりも若干 $_{10}r_T$ は高目であるが，ラストハンプでは非常に低く，高速域でも低い値を示してい

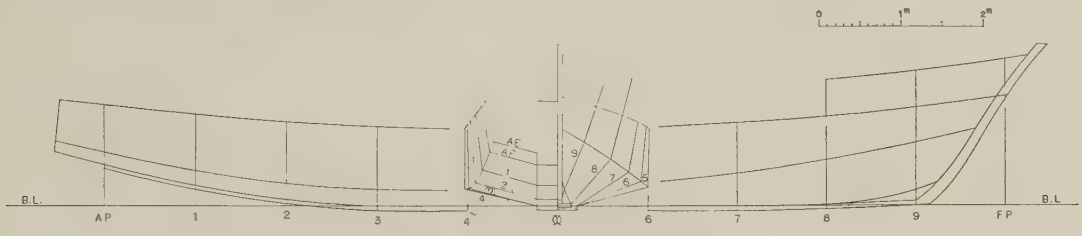


図1　M—8「あかつき」線図
Lines of M-8 (Akatsuki)

表2　M—8，M—94，M—100 の主要目
Principal particulars of M—8, M—94, and M—100

模型船番号			M—8			M—94			M—100		
試験番号			②	⑤	⑧	②	⑤	⑧	②	⑤	⑧
実船の主要寸法等	L_{OA}	m	12.120			12.300			14.200		
	L_{PP}	m	11.000			10.000			11.500		
	L_R	m	11.000			10.000			11.500		
	B	m	2.260			2.700			2.200		
	B_C	m	2.220	2.220	2.220	2.600			2.100		
	D	m	0.900			0.760			0.840		
	△	t	5.335	6.000	7.000	4.00	6.50	10.00	5.50	7.00	8.50
	L_{WL}	m	10.440	10.470	10.570	9.470	10.325	10.860	12.420	12.515	12.560
	B_{WL}	m	2.260	2.260	2.260	2.640	2.680	2.700	2.120	2.127	2.160
	T	m	0.423	0.458	0.512	0.273	0.384	0.560	0.334	0.403	0.471
	Trim/L_{PP}	%	0.0	0.0	0.0	2.00	2.00	2.00	1.30	1.30	1.30
△=10 t に換算した船型の主要寸法等	L_{OA}	m	14.943	14.370	13.650	16.694	14.199	12.300	17.331	15.992	14.991
	L_{PP}	m	13.563	13.042	12.389	13.572	11.544	10.000	14.036	12.951	12.141
	L_R	m	13.563	13.042	12.389	13.572	11.544	10.000	14.036	12.951	12.141
	B	m	2.787	2.680	2.545	3.664	3.117	2.700	2.685	2.478	2.323
	B_C	m	2.737	2.632	2.500	3.529	3.001	2.600	2.563	2.365	2.217
	D	m	1.110	1.067	1.014	0.814	0.877	0.760	1.025	0.946	0.887
	△	t	10.000	10.000	10.000	10.0	10.0	10.0	10.0	10.0	10.0
	L_{WL}	m	12.872	12.414	12.904	12.853	11.919	10.860	15.159	14.094	13.260
	B_{WL}	m	2.787	2.680	2.545	3.583	3.094	2.700	2.587	2.395	2.280
	T	m	0.522	0.543	0.577	0.380	0.473	0.580	0.391	0.450	0.491
主要寸法	L_R/B		4.867			3.704			5.227		
	L_R/D		12.222			13.158			13.690		
	B/D		2.511			3.553			2.619		

る。しかし，ほたて貝採取船（M—94）は船型要素の面で一本釣専用漁船よりも若干不利ではあるが，特に船尾チャイン形状が上方に反っているのが一層抵抗増加をもたらしていると考えられる。ラストハンプを越えて半滑走状態になると，平均的な滑走面の水面に対する迎角による揚力が船体重量と船体抵抗にバランスすると考えられるが，滑走面となるべき船尾部分のチャインが上方に反っているとバランスする角度まで船首を上げ船尾を下げるのでトリム変化が大きくなり，船体抵抗も増大する。この模様がdipping曲線（図6）に明らかに示されている。「あかつき」のdippingは非常に大きく，ほたて貝採取船もかなり大きい船型であることがうかがえる。

$$ {}_{10}\gamma_T = {}_M\gamma_T \frac{{}_MS}{{}_M\nabla^{\frac{2}{3}}} \{({}_MC_{F0} - {}_{10}C_{F0}) - \Delta C_F\} $$

ここに ${}_{10}\gamma_T$……排水量10 t に換算した実船の全抵抗係数（$R_T/\rho\nabla^{\frac{2}{3}}v^2$）

${}_M\gamma_T$……模型船の全抵抗係数

${}_MS$……模型船の浸水表面積（m²）

${}_M\nabla$……模型船の排水容積（m³）

${}_MC_{F0}$……シエンヘルの摩擦抵抗式による模型船の摩擦抵抗係数

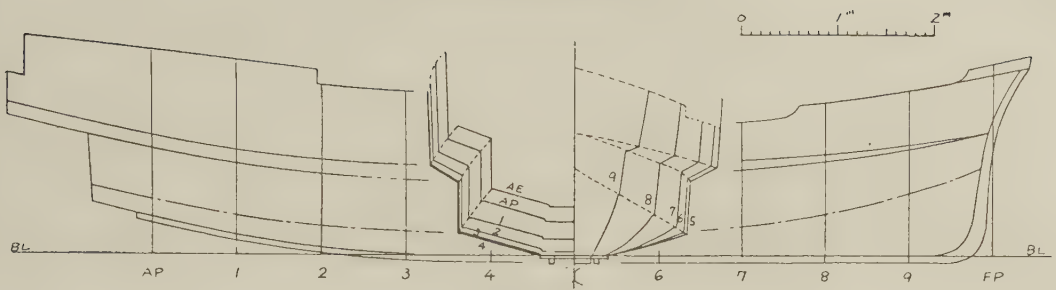
${}_{10}C_{F0}$……シエンヘルの摩擦抵抗式による実船（10 t）の摩擦抵抗係数

ΔC_F……粗度修正量（0.0004を使用）

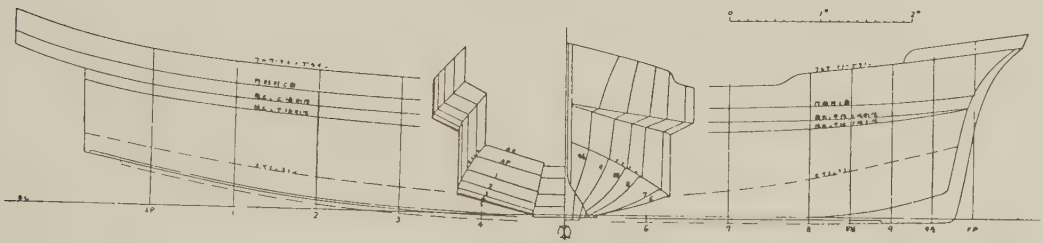
表3　一本釣漁船（C, D, K 及び N 丸）調査結果

Results of performance investigation of pole and line fishing boats (C, D, K and N-maru)

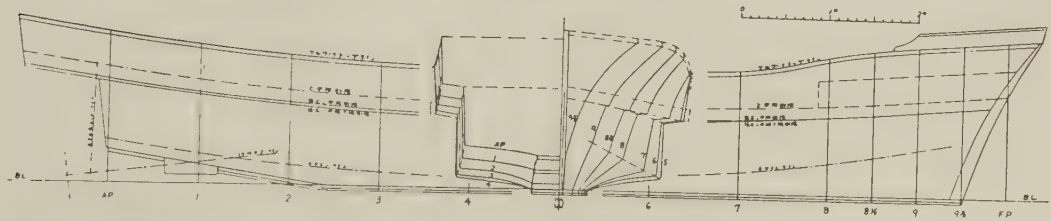
船名		C	D	K	N
船質		木	木	木	木
竣工年月日		47—10—5	46—12—27	32—2—	46—12—8
実測	L (m)	8.61	8.99	10.03	10.41
	B（型） (m)	2.32	2.25	2.25	2.35
	D（型） (m)	0.76	0.86	0.93	1.04
	L/B	3.71	4.00	4.46	4.44
	B/D	3.05	2.61	2.42	2.26
	L/D	11.33	10.45	10.79	10.01
主機関型式		ダイヤ3K—2	ダイヤ3R—2	ヤンマー3ES	ヤンマ4ESG
定格馬力×回転数		26ps×1500rpm	37ps×1750rpm	35ps×1500rpm	50ps×1500rpm
減速比		3.14：1	3.79：1	1.928：1	2.907：1
プロペラ（D×P×Z）(mm)		710×510×3	740×580×3	810×580×3	700×730×3
軸の型式		上下式	上下式	上下式	スケグ式
舵の型式		和舵上下式	和舵上下式	和舵上下式	洋式
排水量 △（t）		5.70	5.18	6.89	8.02
平均吃水 dm (m)		0.45	0.475	0.44	0.52
トリム (m)		0.38	0.35	0.39	0.57
⊗G (m)		0.63	0.70	1.05	1.08
GM (m)		0.57	0.53	0.49	0.29
KG (m)		0.72	0.96	0.76	0.96
乾舷 (m)		0.34	0.415	0.52	0.52
KG/D		0.95	1.12	0.82	0.92
ローリング周期 (S)		2.80	2.93	3.27	4.18
K/B		0.439	0.458	0.487	0.461
速力	(kt)／(rpm) 速力／回転数	6.48／1500	7.06／2000	4.35／ 900	7.94／1450
		7.25／1800	7.58／2300	6.20／1200	8.14／1550
		7.76／2100	8.15／2600	7.27／1500	8.47／1650
		8.25／2400	8.57／2900	8.05／1800	8.68／1750
		8.57／2650	9.13／3200	8.59／2000	9.00／1880



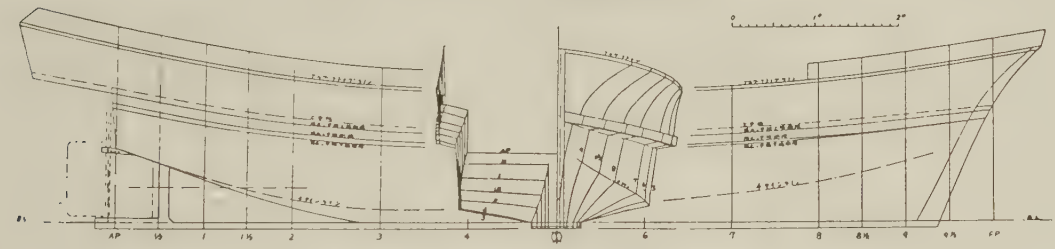
大分県大島　C丸



大分県大島　D丸



野母崎　K丸



長崎県小値賀　N丸

図2　一本釣漁船（C, D, K及びN丸）の線図

Lines of pole and line fishing boats (C, D, K and N-maru)

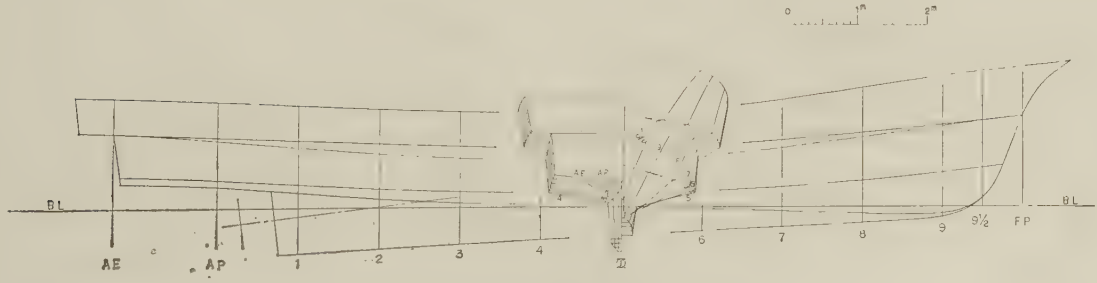


図3　M-100（一本釣専用漁船）の線図

Lines of M-100 (exclusive pole and line fishing boat)

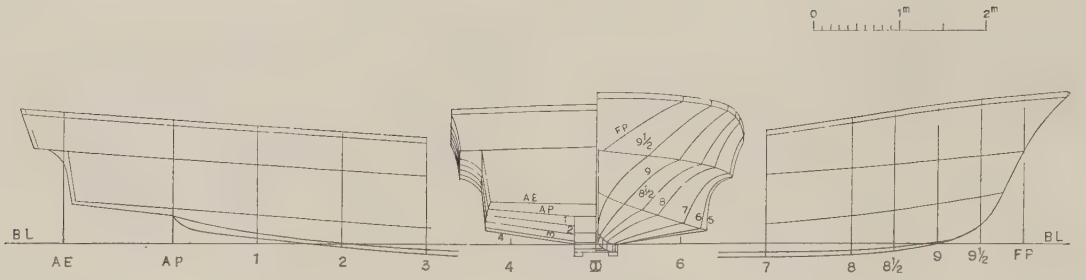


図4 M-94 (ほたて貝採取船)の線図
Lines of M-94 (scallop collecting)

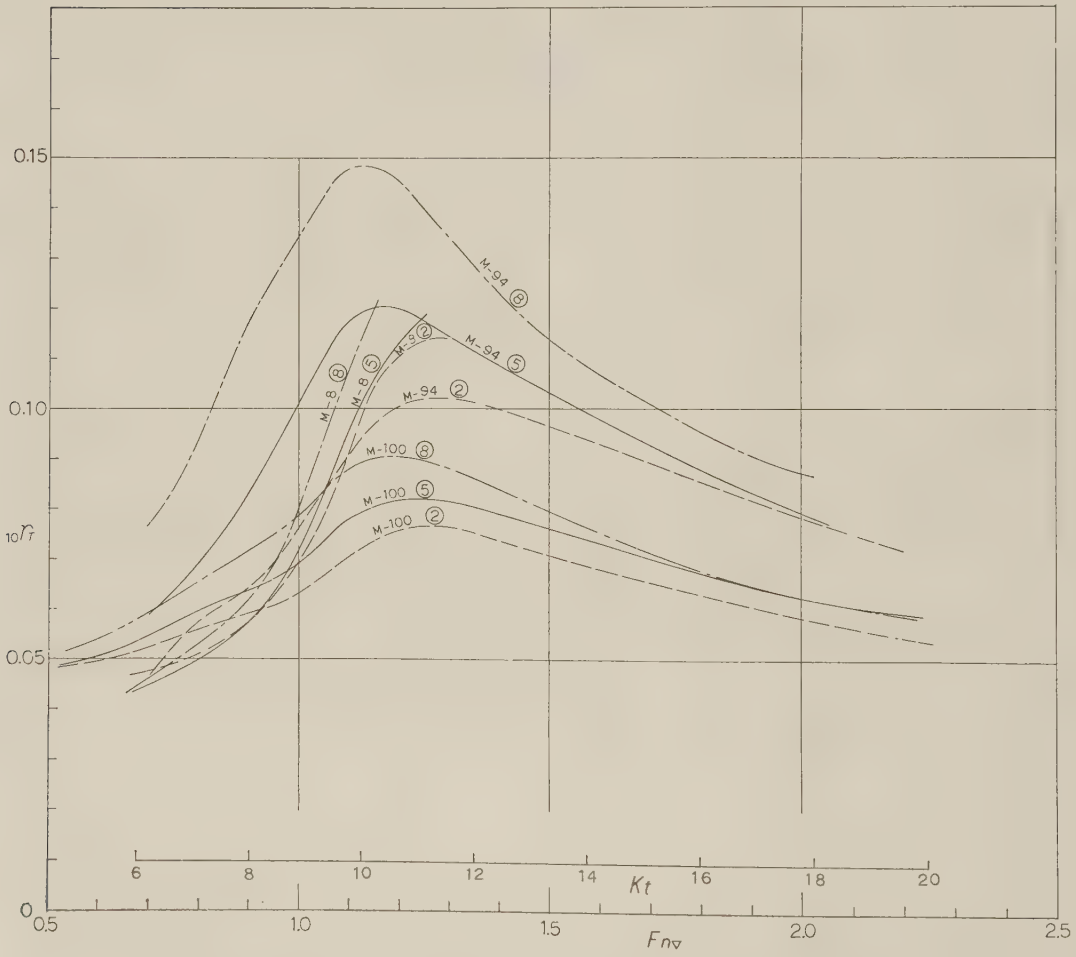


図5 M-8, M-94, M-100 の全抵抗係数 $_{10}C_T$ 曲線
Curves of $_{10}C_T$ (total resistance coefficient for ship) of M-8, M-94 and M-100

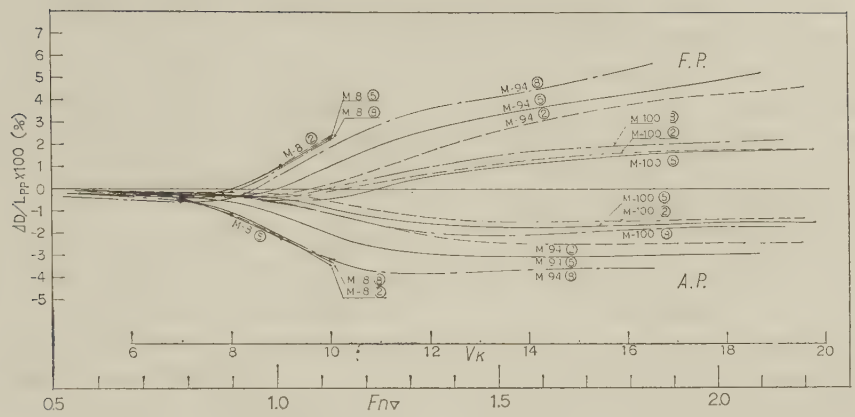


図6　M-8, M-94, M-100のdipping 曲線
Dipping curve of M-8, M-94 and M-100

$F_{n\nabla}=v/\sqrt{\nabla^{\frac{1}{3}}\cdot g}$

ここに $F_{n\nabla}$……速度排水容積係数
∇……船の排水容積（m^3）
g……重力の加速度（9.8m/s）
$\Delta D/L_{PP}\times 100$……模型船曳航中のFP及びAPにおける沈下量及び浮上量（%）

3.　船尾形状変化による抵抗への影響

3.1　供試船と船尾形状変化

和歌山県周参見漁港を基地とする曳縄釣漁船「福勇丸」を供試船に選び船尾の形状を変えて抵抗試験を実施した。本船は周参見の嶋上造船所において建造された最後の木造漁船であり，同造船所では以降FRP船に切替え多数の曳縄釣漁船が建造されている。周参見地区の曳縄釣漁船は全国的にその性能の優秀さが認められている上に，本船は木造船としては改良に改良を加えられた洗練された船型である。図7にその線図を示しているが，これは，パンタグラフ法により実測したものである。船尾形状の変化は，図8に示すように船尾後端において本船の実際の形状S－2から上方へ19cmの位置がチャインラインを直線的に後方に延した形状となり，これをS－1とし，また，S－2から下の方へ19cmの位置はORD1/2のBL上のチャイン高さとほぼ等しく，前方のチャインラインをフェアーに結んだ形状であり，これをS－3とした。模型船はL_{PP}=2.0m，縮尺1/5.89である。

3.2　抵抗試験

3.2.1　試験状態

抵抗試験は表4に示す試験状態で実施した。すなわち試験時の排水量は常用排水量，初期トリムも常用トリムとして，船尾形状S－1，S－2，S－3について夫々抵抗試験を実施し，船尾形状の変化に起因する抵抗値の変動の様子を航走トリム変化の状況とともに比較検討することにした。また，本船の実際の船尾形状S－2については，初期トリムを常用トリムの1/2とした状態の試験も実施して，初期トリムの相違による抵抗変化の模様を把握することにした。

3.2.2　試験結果

（1）　有効馬力曲線

抵抗試験実測値を排水量10tの船に換算した有効馬力曲線を図9に示す。船尾形状S－2を持つ実際の船型は木造船用の船型であり，常用速力10kt，最大速力11kt程度で使用されているが，試験番号B－1はこの船型に相当し，最も有効馬力（EHP）が低いことを示し，経験的に最も性能の良い船尾形状を選定している。船尾形状S－3を持つ船型は試験番号Cであり，低速から11ktまでは最も有効馬力が高い。船尾形状S－1を持つ船型は試験番号Aであり，低速から次第に高くなり，11.5ktでCと同じ値を示している。

これらの船尾形状を持つ船型のまま更に高速まで使用するとすれば，B－1（S－2）がA（S－1）及びC（S－3）よりも有効馬力が低く，13～15ktにおいて約7%低い値となっている。

以上の試験番号A，B－1及びCは，いずれも初期トリム7.22%でB－1が最も良好な結果を示したが，同じ船尾形状S－2のまま，初期トリムを3.61%とした試験状態B－2は，有効馬力の増加が著しく，速度15ktにおいて約21%増となり，同一有効馬力に対して約1.3ktの速力低下となる。このことから，船尾部にフラップある

いはウエッジを取付けて船体抵抗を減少させようとする船が全国各地に見られるが，最適なフラップあるいはウエッジを船の全使用状態に対して選定することはかなりむづかしい問題であるといえよう。

特に，ある使用状態で良い船尾形状が，初期トリムを変えることにより，非常に不利な状態になることなど，船の建造ならびに使用上充分注意すべき点である。

$$EHP = R_T \times v/75$$

ここに　EHP……有効馬力（PS）

R_T　……全抵抗（kg）

v　……速度（m/s）

（2）　全抵抗係数曲線

抵抗試験実測値を排水量10 t の船の全抵抗係数 ${}_{10}\gamma_T$ に換算し，$F_{n\nabla}$ を横軸にして ${}_{10}\gamma_T$ 曲線を図10に示した。低速域においては，試験番号A（S－1）が最も ${}_{10}\gamma_T$ が低いが，ラストハンプでは，B－1（S－2）よりも高くなり，高速域でも同様な傾向を示している。試験番号C（S－3）は低速域からラストハンプまで非常に高い ${}_{10}\gamma_T$ を示しているが，高速域では，AとB－1の中間である。試験番号B－2（S－2）は高速域で ${}_{10}\gamma_T$ が高いのが目立っている。同図によると，$F_{n\nabla}=1.1\sim1.2$ に生ずるラストハンプと低速域における抵抗の大小の模様が明瞭である。

（3）　船走トリム変化

有効馬力曲線あるいは全抵抗係数曲線に現われる船尾形状の変化による大きな相違は図11のdipping曲線に見られるような航走中の船の姿勢と大きな関係があることがわかる。

試験番号B－1（S－2）に比較して，A（S－1）はFPの浮上量，APの沈下量共に最も大きく，図12に示すように $F_{n\nabla}=2.0$（$F_n=0.85$, $V_K=18$kt）にて航走トリム角は6.3度であり，B－1の4.1度の1.5倍以上になっている。船首チャイン部の揚力が船尾部の揚力よりも大きいために，滑走面の迎角が滑走に適した角度よりも大きくなり過ぎて滑走しにくくなり，船体抵抗が増加すると考えられる。また，試験番号C（S－3）は図11及び図12に示すように逆に船尾部の揚力が大きくなるためラストハンプを越えると船首部を沈下させる力が働き抵抗増加となると考えられる。試験番号B－2（S－2）はB－1（S－2）に対して，初期トリムが半分になり，約2.1度だけ初期トリム角が減少している。このため，船首部チャインによる揚力が小さく，適正な滑走面の迎角にな

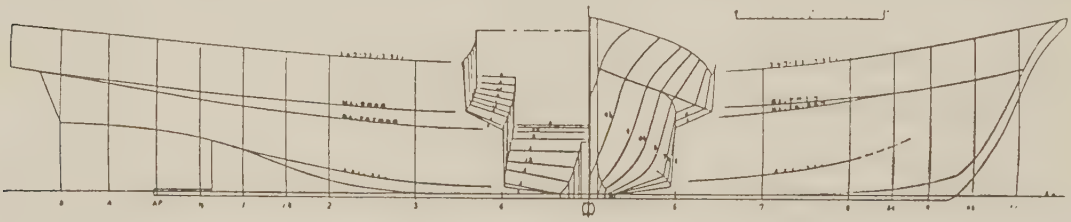


図7　福勇丸・線図

Linse of Fukuyu-maru

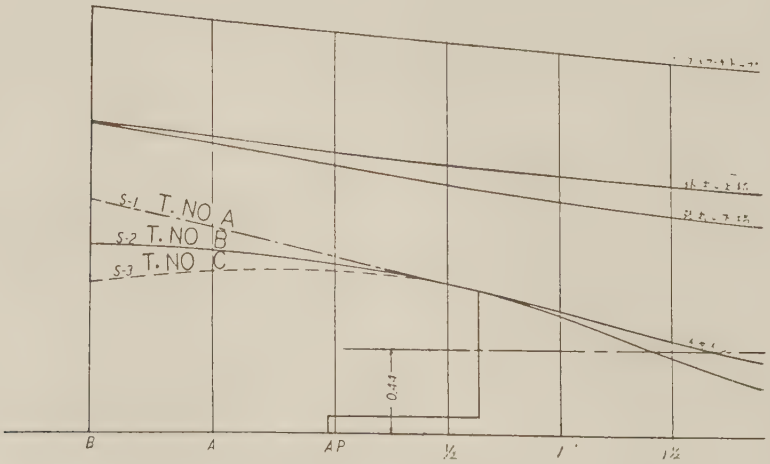


図8　福勇丸・船尾形状変化

Three forms of stern for Fukuyu-maru

表4　福勇丸・抵抗試験状態
Test conditions of Fukuyu-maru

	実船				△=10 t に換算			
L_{OA} (m)	14.42				13.46			
L_{PP} (m)	11.78				10.99			
L_R (m)	11.50				10.73			
B (m)	2.36（被外板）				2.20			
D (m)	0.98				0.91			
L_R/B	4.88				4.88			
L_R/D	11.76				11.76			
B/D	2.41				2.41			
実験番号	A	B−1	C	B−2	A	B−1	C	B−2
船尾形状	S−1	S−2	S−3	S−2	S−1	S−2	S−3	S−2
△ (t)	12.31			12.31	10.00			10.00
L_{WL} (m)	12.52			11.34	11.68			10.58
B_C (m)	2.29			2.27	2.14			2.12
B_{WL} (m)	2.34			2.33	2.18			2.17
d_A(B_L上) (m)	1.07	1.05	1.03	0.84	1.00	0.98	0.96	0.78
d_F(〃) (m)	0.22	0.20	0.18	0.41	0.20	0.18	0.16	0.38
d_M(〃) (m)	0.645	0.625	0.605	0.625	0.60	0.58	0.56	0.58
trim/L_{PP}	0.0722	0.0722	0.0722	0.0361	0.0722	0.0722	0.0722	0.0361
W.S. (m^2)	38.127	38.127	38.127	35.386				
t (℃)	14.9	14.6	14.6	14.7				

模型船　L_{PP}=2.00m（縮尺 1/5.89）

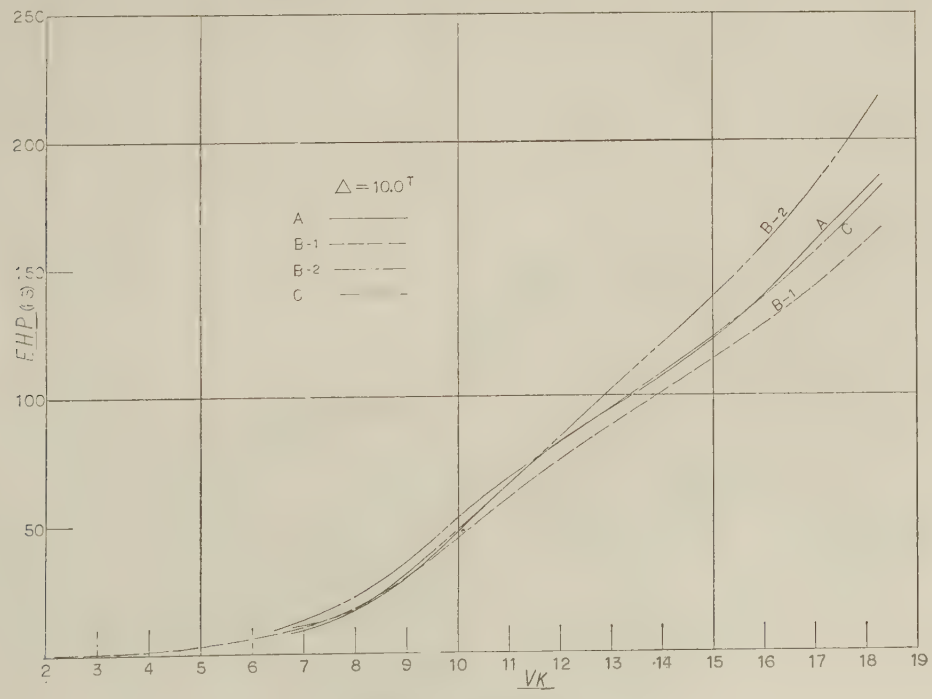


図9　福勇丸・有効馬力曲線（△=10 t）
Effect horse power curves of Fukuyu-maru（△=10t）

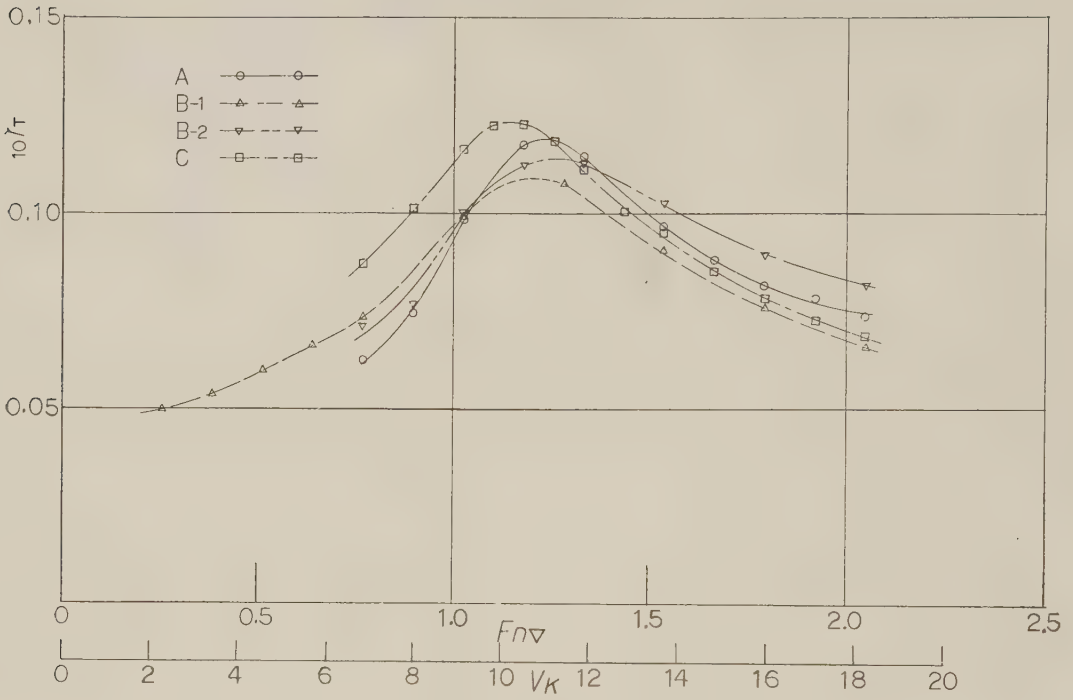


図10 福勇丸・全抵抗係数 $_{10}\gamma_T$ 曲線

Curves of $_{10}\gamma_T$ (total resistance coefficient for ship) of Fukuyu-maru

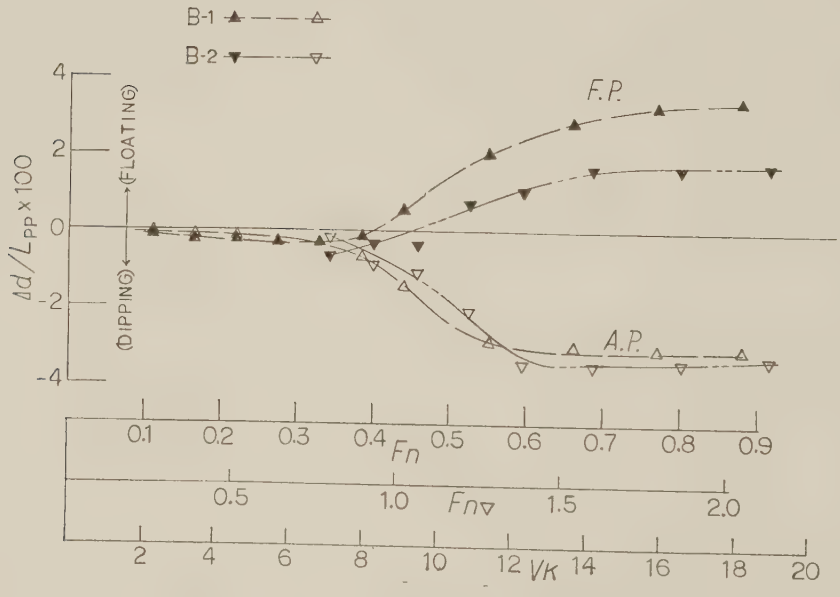


図11—1 福勇丸・dipping 曲線

Dipping curves (1) of Fukuyu-maru

らないため抵抗増加を来たしているものと思われる。

以上のことから船首部チャイン形状と船尾部チャイン形状，その他，抵抗に有効に作用する船型要素等を総合して，適正な滑走面を作り出す必要があるが，今回は船尾後端部分のみの変化による抵抗への影響度を見るにどとめている。

4. あとがき

従来型木造漁船からFRP製漁船へ移行するに当って構造方式，工作法が全く異なるため多大の努力が払われたが，特に軽量化を利しての高速化のために船型の大改革が行われていると言えよう。ここに報告した内容は従来型船型を高速型に改善する基本的な考え方についてふれ，特に重視すべき船尾形状について述べた。高速型漁船の設計は本来船全体として総合的に検討を加えるべきであり，このような考え方で設計した一本釣専用漁船（M—100）の $_{10}r_T$ は図5に示すように，福勇丸の最も $_{10}r_T$ の低い試験状態B—1（船尾形状S—2）（図10）に比較してラストハンプにおいて約17～30%低い値を示していることは注目すべきである。

これらの結果が，この種の漁船の設計の参考となれば幸いである。なお，これらの模型船の高速域の実験速度は2.0～4.0m/sであり，水工研の現有水槽では長さが短かく，曳航電車の速度不足のため実行し得ないので，

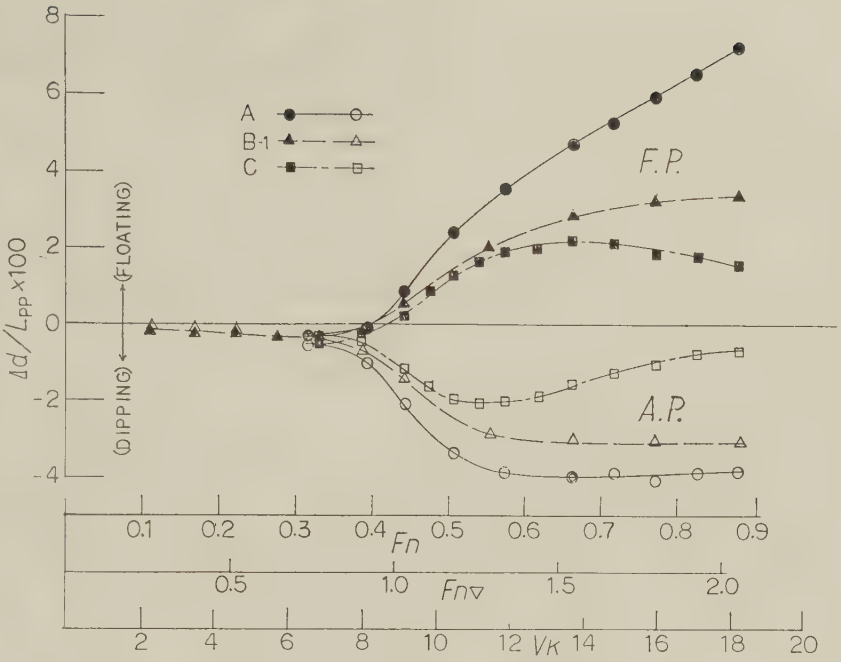


図11—2　福勇丸・dipping 曲線
Dipping curves (2) of Fukuyu-maru

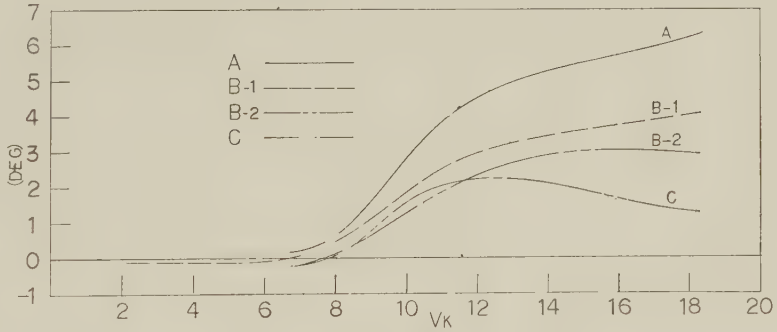


図12　福勇丸・航走中のトリム角
Running trim angle of Fukuyu-maru

（財）日本造船技術センターに試験を委託して実施したものである。

参考文献

1)　小林 務・有路 実・鈴木四郎：FRP製小型漁船の抵抗試験成績について，漁船研究技報第31巻，p. 1～92，1978

2)　11.5米型一本釣漁船の標準設計について，FRP漁船研究会，1976

A Study of the Stern Forms of the High-speed Coastal Fishing Boats

By

Shiro SUZUKI and Tsutomu KOBAYASHI

Summary

The ship's hull forms of the mdern coastal fishing boats in Japan have been derived from the traditional wooden Japanese type (Yamato-type) fishing boats. An example of the typical hull form of the coastal fishing boats built about 30 years ago is shown in Fig. 1 which had low power engine and low speed.

The hull form had special feature which had upward curved profiles of keel and chine lines of the after body, and narrow transom.

According to the speed-up of the boats in the following 20 years, the hull forms, especially the stern forms, had gradually been modified and in these ten years, FRP-made high-speed boats have been built instead of wooden boats. The mordern hull forms of FRP boats are shown in Fig. 3 and 4. The profiles and the plans of the keel and chine lines are rather straight through the length, and the hull form is a kind of planing boat.

The model tests results of the traditional wooden boat and the typical FRP boat in Japan are shown in Fig. 5 and 6. As shown in the diagrams, there are extreamly big difference between the resistance curves and the dipping curves of them respectively and the hull form of the traditional wooden boat is not suitable for the existing FRP made high-speed boat.

The planing type boats should have the straight keel and chine lines in the after body, but in actual design, according to the fitting of engines, the shafting and the size of propeller apparture, the buttock line can not usually be straight.

To clarify the effect of the stern form, the resistance tests of Fukuyu-maru were carried out. The main results of the resistance tests are as follows;

1. The lines drawings of Fukuyu-maru and the modified stern forms (S-1, S-2, and S-3) are shown in Fig. 7 and 8. The form S-2 is Fukuyu-maru's stern form. The resistance tests by the 2.0 meter-long models (Lpp=2.0 m, 1/5.89 scale) of them are carried out in the speed range of $F_{n\nabla}=0.8\sim2.0$. The test conditions are shown in Table 4.

2. The test results are analyzed into the effective horse power EHP and the total resistance coefficient ($_{10}r_T=R_T/\rho\nabla^{\frac{2}{3}}v^2$) of the actual boats having 10.0 displacement tons, and they are shown in Fig. 10. The dipping curves and the running trim angle

curves are shown in Fig. 11-1 and 11-2 and Fig. 12.

3. In the speed range of $Fn_{\nabla}=1.0$ and above, the resistance value of the test number B-1 (stern form S-2) are the lowest. The condition is the actual used one, and the fact seems to explain that such a nice stern form under the trimed condition had been found empirically by fishermen in a long time. When the initial trim is one half of that of B-1 (S-2), namely in test number B-2 (stern form S-2), the resistance value is about 20% higher than B-1 at the speed of 15 knots ($Fn_{\nabla}=1.7$).

4. The resistance values at the last hump of the test number A (stern form S-1) and C (stern form S-3) are higher than that of B-1 (S-2), and the difference is about 12% or 9.5% respectively.

5. The dipping curves and the running trim angle curves of several tests show that the changes of the running attitude are effected by the frofile of the stern forms. For Fukuyu-maru's hull form, the stern form (S-2) and the initial trim condition (B-1) give the lowest resistance, the total resistance coefficient ${}_{10}\gamma_T$ of the typical high-speed FRP boat (M-100) shown in Fig 5 is lower about 17～30% than of this hull form.

水工研報告 2
1981 pp. 75～93

漁船機関におけるA／Cブレンド油の使用について

小田 健一*

目 次

1. まえがき……75
2. A/Cブレンド油使用時の機関性能 ……77
2.1 供試燃料油 ……77
2.2 小形高速機関 ……77
2.3 小形低速機関 ……78
2.4 まとめ ……79
3. A/Cブレンド油使用による機関の摩耗と汚れ …79
3.1 試験条件 ……79
3.2 各部の摩耗 ……80
3.3 各部の汚れ ……81
3.4 まとめ ……82
4. A/Cブレンド油と潤滑油の劣化 ……83
4.1 潤滑油の劣化 ……83
4.2 不溶分増加率 ……83
4.3 アリカリ消費率 ……84
4.4 まとめ ……85
5. A/Cブレンド油使用上の対策 ……85
5.1 高塩価潤滑油の使用 ……85
5.2 潤滑油性状の影響 ……86
5.3 A/Cブレンド油使用による潤滑油性状の変化の推定 ……87
5.4 A/Cブレンド油の経済性……89
6. まとめ……91
7. あとがき……91
参考文献……92
Summary ……93

1. まえがき

昭和53年末のイラン政変に端を発した第2次石油危機により，それまで5年間比較的安定な推移をみせてきた原油価格が再び高騰に転じた。今回の産油国の価格の引き上げは図1のように小刻みに続いており，一気に価格が5倍となった昭和48年末の第1次石油危機に比べ一時的なショックは小さいものの，トータルの値上げ幅は前回を大きく上まわっている。これにより我が国が輸入する運賃，保険料込みの原油価格は，産油国のプレミアムや円安の影響も加わり，表1[1]のように産油国の公式販売価格の値上げを上まわる勢いで高騰を続けている。

一方，原油の絶対量の確保も問題となっている。第2次危機前の昭和53年3月に，英国の石油会社BP社が，Future fuels and the diesel と題して発表した論文中には図2[2]のような原油需給見通しがあり，1990年代には需要が供給を上まわること，それに伴う価格の急騰と残渣油を使用する船用のC重油が超低質化することを警

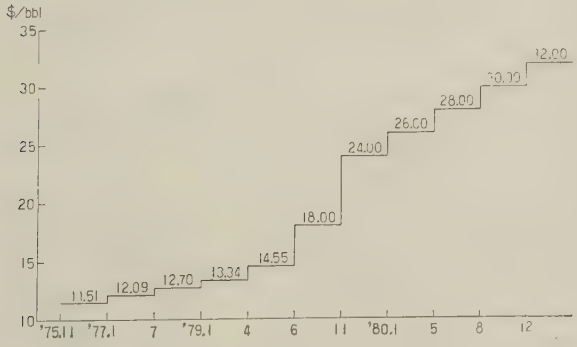


図1 原油価格の推移（アラビアンライト）
Change of crude oil price. (Arabian light)

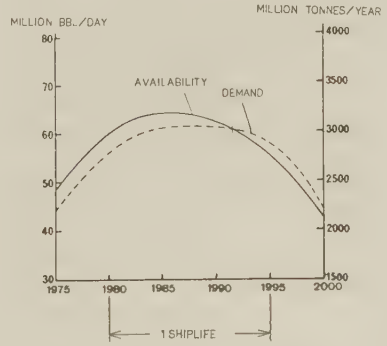


図2 原油の需給予測（自由世界）
Crude oil availability and demand. (non-Communist world)

* 漁船工学部

告している。他のメジャーやIEA（国際エネルギ機関）もほぼ同様の見通しを持っており，石油の有効利用と代替エネルギの開発が急務とされている。

原油を精製することで，ガソリン，ナフサ，灯油，軽油，重油などの製品となるが，その得率は一般に原油の性状によって決定され，我が国で一般に行なわれている精製方法では特定の留分だけを増産することはできない。また，現在の時点で利用可能な石油に替わるエネルギである石炭やガス，原子力は，その用途の大部分がC重油の代替に限られており，一般家庭用の燃料や小形ディーゼル機関に使用される灯油からA重油までの中間留分は，適当な代替エネルギが見つからないままにその需要が増大する方向にある。さらに，近年産油国が軽質留分や中間留分の得率の高い軽質原油を温存する政策をとり始めたことや，中東に代わって有望視されているアジアの原油が一般に重質なことも加わり，中間留分の需給関係はより早い時期に厳しさを増すものと考えられている。

この中間留分の一つであるA重油は，免税となって以来20年間漁船機関の燃料の大部分を占めてきた。そして第2次石油危機以後その価格が図3[3]のように高騰を続けていることが，漁船漁業の経営を圧迫する主たる原因となっている。これに対応するため，燃料消費量の少ない省エネルギー型漁船の開発を推進するとともに，漁船機関の燃料に単価が安く需給関係の比較的緩やかなC重油が注目されるようになってきた。ここ30年間，大形商船の主機関の燃料にはほとんど例外なくC重油が使用されてきたが，最近の燃料事情を反映して図4[4]のように1500～16000GTの商船で用いられている舶用中小形主機関，補機関（5000PS｛3680kW｝以下）でもC重油専焼やB重油が使用されるとともに，シリンダ径300mm未満の機関を中心にA/Cブレンド油がかなり普及してきた。

A/Cブレンド油とは，多くが図5[4]のようにA重油とC重油を適当な割合で混合したB重油相当，あるいは市販のA重油とB重油の中間の粘度をもつ燃料油であり，船内にA重油とC重油の燃料タンクを持ち，機関に供給する直前に混合している例が多い。

表1　原油輸入量およびCIF単価
Quantity of crude oil imported and CIF price.

年　月	輸入量（千kl）	CIF単価 ドル/バーレル	CIF単価 円/kl
54年1月	25,361	13.84	17,059
2	22,948	14.24	17,835
3	26,231	14.63	18,707
4	22,173	15.40	20,428
5	22,940	16.62	22,764
6	19,574	17.29	23,909
7	22,175	18.75	25,617
8	22,477	21.12	28,702
9	24,317	22.07	30,605
10	21,581	22.72	32,210
11	25,429	24.37	36.557
12	26,210	25.36	39,013
55年1月	21,185	29.20	43,652
2	21,987	30.83	46,606
3	24,153	31.75	49,412
4	21,450	31.92	50,666
5	21,804	32.49	48,780
6	20,385	32.46	46,591
7	21,533	34.19	46,858

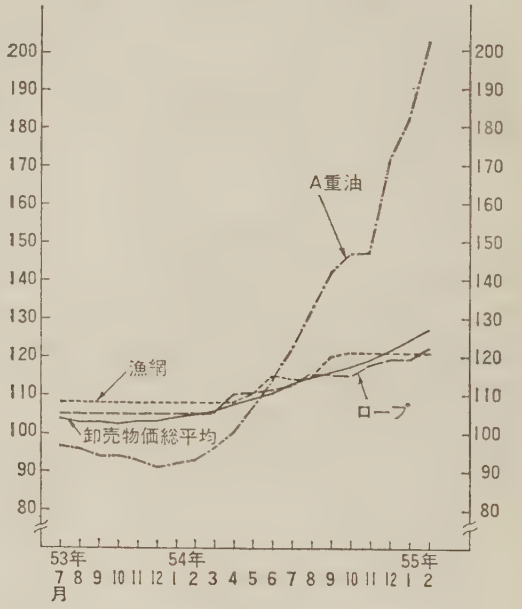


図3　漁業用資材価格指数の推移
Price hike of materials for fishing.

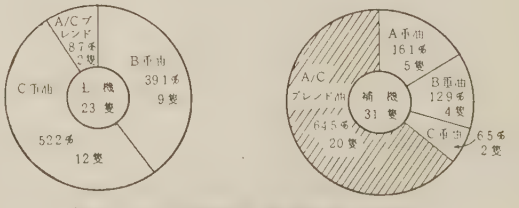


図4　中小形機関の使用燃料（商船）
Fuel oil grade burning on small and medium size engines.

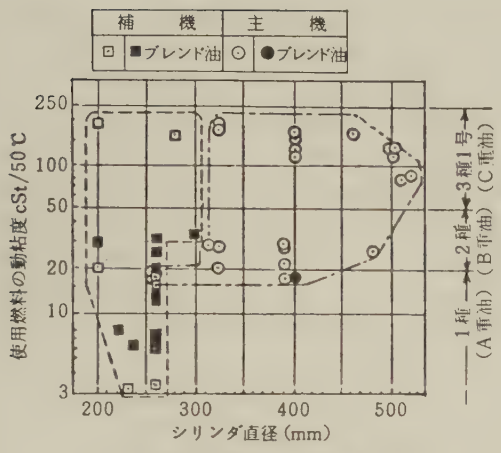


図5　使用燃料の粘度
Viscosity of fuel oil.

従来A重油を使用していた機関をA/C ブレンド油使用に変更する場合，燃料混合装置や加熱，清浄装置を付加することは当然として，機関のシリンダライナや排気弁などに対する低質燃料対策が[5][6]必要となり，メンテナンス間隔の短縮も予想される。

漁船機関の場合，第2次石油危機以前にはその出力規模や使用負荷範囲などの条件により1000PS{736kW}程度の主機関では良質のC重油でも生焚きは困難であり，B重油の使用も乗組員の負担増等を考えると必ずしも得策でないとされていた[7]。しかし，その後の燃料価格の高騰と，A/Cブレンダの出現により機関に適した混合比の選択が可能となったことから一部の漁船ではA/C ブレンド油が導入され，ある大手水産会社の船団では母船にA/C ブレンダを設置し，操業中は母船でA：C＝6：4のブレンド油を使用し，独航船にもC重油を1割混合して母船から給油している例[6]も報告されている。

A/Cブレンド装置はそれぞれの専門メーカーが研究開発し，機関本体の低質燃料使用のためのピストン冷却，排気弁，弁座の冷却，堆積物のかみ込み防止などの諸対策は機関メーカーによってたてられているので[8]，ここでは使用者側からみたA/C ブレンド油使用上の対応策を実験室機関実験結果を中心に考えてみたい。

表2　供試燃料油性状
Specification of fuel oil for tests.

	軽　油	A 重 油	A′重油	B 重 油
比　重 15/4℃	0.8401	0.8404	0.8512	0.9081
反　応	中　性	中　性	中　性	中　性
引火点　℃	73	77	84	86
粘　度 @30℃ cst	3.68	3.81	5.20	43.95
@50℃ cst	2.49	2.56	3.35	19.04
流動点　℃	− 12.5	− 17.5	− 15.0	− 10.0
残留炭素分 wt％	0.03*	1.04*	10.71*	6.64
水　分 vol％	0.01以下	0.01以下	0.04	0.02
硫黄分　wt％	0.38	0.43	0.66	1.90
セタン指数	54.5	53.0	51.5	40.0
真発熱量 kcal/kg	10290	10290	10240	9970

注：軽油，A重油，A′重油の場合は10％残油の残留炭素分
1cst＝1mm²/s
1cal＝4.19 J

2.　A/Cブレンド油使用時の機関性能

2.1　供試燃料油

漁船機関で使用するA/C ブレンド油は，B重油相当の性状が限界であると考え，ここでは供試燃料油に軽油，一般の漁船で使用されているA重油，A重油にC重油を1割程度混合したA/C ブレンド油（JIS規格ではA重油の範囲に含まれるので以下A′重油と称する），B重油相当（A重油対C重油が3対7程度）のA/Cブレンド油の4種類を採用した。

供試燃料油の作成は，軽油とB重油（一般にB重油は石油会社でA重油とC重油をブレンドして製品とする）を購入し，この両者を混合することでA重油とA′重油を作成した。一般性状を表2に示す。

2.2　小形高速機関

商船では，シリンダ径300mm程度以上の中速補機関ではC重油の生焚きが行なわれており，シリンダ径200mm程度の中速機関でもB重油相当のA/C ブレンド油が使用されるなど，一定負荷以上で連続して運転される機関では低質燃料の使用がすでに実用化の段階を迎えている。ここでは，まず，さらに小形の沿岸漁船の主機関あるいは小容量の補機関に使用されるシリンダ径115mmの小形〔I〕高速機関（日本舶用機関学会の分類[9]による）にA/C ブレンド油を使用してみた。供試機関の主要目を表3に，性能曲線を図6に示す。

排気温度，冷却水の温度上昇は，いずれも軽油にくらべA重油，A′重油，B重油の場合は高くなっているが，B重油との差が顕著である。燃料消費率をみると，軽油に

対しA重油では，1～2%，A′重油では2～4%多くなっているが，B重油では9～10%の増大と大幅に燃費率が悪化している。表2に示すように軽油とB重油の間には真発熱量で3%の差があるので，これを考慮して各負荷における軽油の熱効率を基準にブレンド油を使用したときの熱効率の変化を図7に示す。すなわち，供試小形高速機関では軽油に少量の残渣油を混入するだけでも燃費率の低下がみられ，B重油相当のブレンド油の使用はスモーク値からみても適当でないと判断される。

表3　供試機関の主要目（小形〔Ⅰ〕高速）
Yanmar 2ES engine

形　　式	ヤンマーディーゼル2ES（一部改造）
シリンダ数	2
シリンダ径	115mm
行　　程	135mm
回　転　数	2000r.p.m.｛33.3 s^{-1}｝
出　　力	43PS　｛31.6kW｝
ピストン速度	9.0 m/s
平均有効圧力	6.90 kgf/cm^2｛677 kPa｝
燃焼室形式	予燃焼室

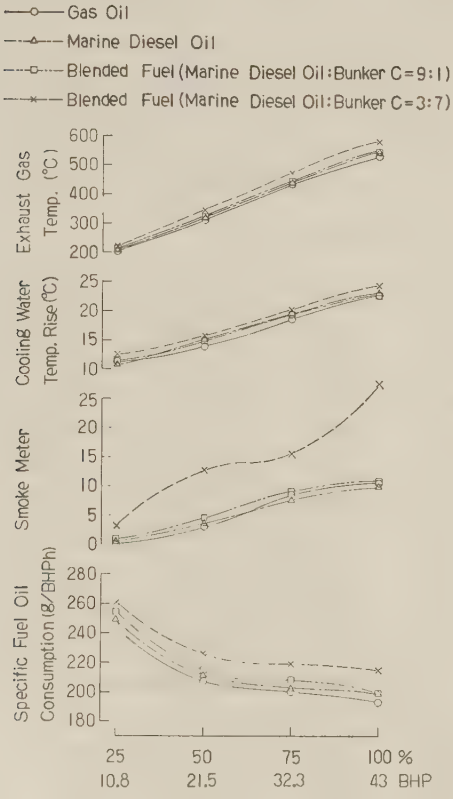


図6　ヤンマー2ESの機関性能曲線
Performance deta for Yanmar 2ES.

2.3　小形低速機関

小形〔Ⅰ〕高速機関にはA/Cブレンド油の使用が困難と判断されたため，小形〔Ⅰ〕低速機関で同様に試験を行なった。供試機関の主要目を表4に示すが，舶用機関の呼称区分[9]によるとシリンダ径150mm以下の機関では回転数1200rpm｛20s^{-1}｝以下を低速と称し，供試機関は900rpm｛15s^{-1}｝でこれに該当する。

性質曲線を図8に示す。舶用特性の他にエーアコンプレッサにて過給した150%負荷における性能も求め，図中に100%負荷と対比させて併記した。

排気温度，スモーク値については軽油，A重油，A′重油間で大差はなく，B重油使用の場合は100%負荷の排気温度で15～20°Cの上昇がみられ，150%負荷のボッシュ値が他の燃料のような低下傾向を示さず，燃焼室内最高圧力が全負荷域にわたって高い。ピストン温度に関して，第1リング溝，アンダーサイドともに軽油からA′重油の範囲では高負荷域で残渣油混合割合の増加により上昇する傾向がみられ，B重油では全負荷域において第1リング溝では10～30°C，アンダーサイドでは20～50°C高くなる。燃料消費率も同様にA′重油までは大差はないが，B重油では発熱量を考慮しても図9のように軽油に対して4%悪化する。

これらはいずれも燃料低質化による着火遅れの増加とあと燃えに起因するものと考えられる。

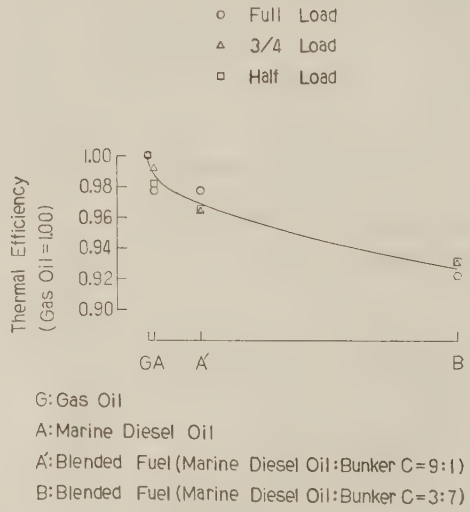


図7　熱効率
Thermal efficiency.

2.4 まとめ

小形〔I〕高速機関と小形〔I〕低速機関で，A/Cブレンド油使用時の機関性能を軽油およびA重油使用時と比較検討した。前者の機関は回転数が高く短時間で燃焼を完了することが要求されるため，残渣油の混入が直ちに機関性能に影響を及ぼし，軽油とA重油間でも燃費率に有意差を生じ，B重油相当のブレンド油の使用は燃焼の悪化を招き実用的でない。

一方，後者の機関ではA′重油では軽油と大差ない性能が得られるが，B重油相当まで残渣油の混合割合を増加させると，着火おくれ，あと燃えによって燃費率の悪化や各部の温度上昇がみられる。従って特別の冷却対策をとるか，使用出力の上限値を制限する必要が生じる。

以上より，A/Cブレンド油が機関のメンテナンスに与える影響を調査するための実験には後者の機関を採用することにした。

3. ブレンド油使用による機関の摩耗と汚れ

3.1 試験条件

A/Cブレンド油使用時の機関性能からみて，小形〔I〕低速機関の場合B重油相当のブレンド油まで運転可能と判断されたので，A/Cブレンド油使用による機

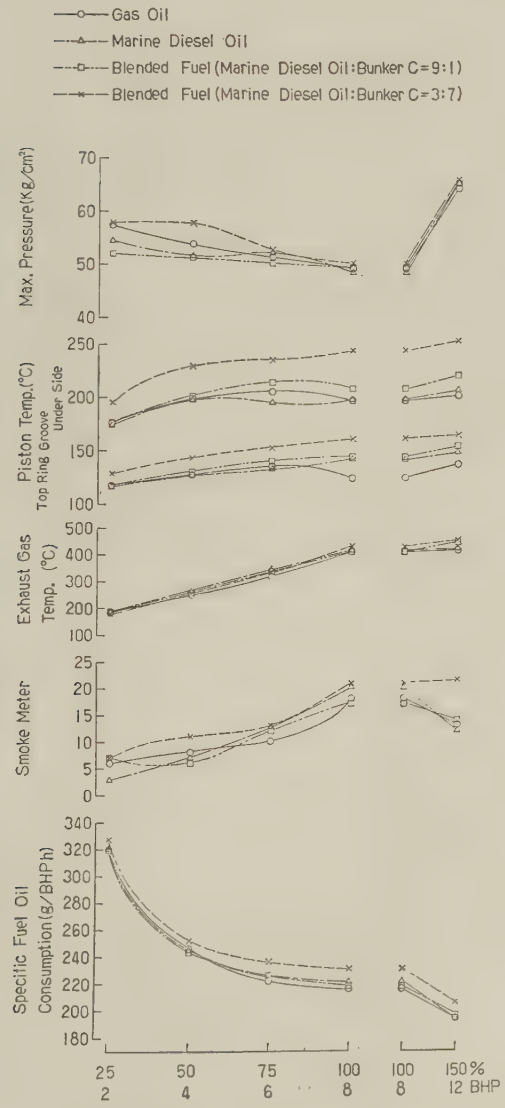


図8　三菱1DVA-8aの機関性能曲線
Performance deta for Mitsubishi 1 DVA-8a

表4　供試機関の主要目（小形〔I〕低速）
Mitsubishi 1 DVA-8a engine.

形式	三菱重工業ダイヤディーゼル 1 DVA-8a
シリンダ数	1
シリンダ径	110mm
行程	150mm
回転数	900r.p.m.
出力	8PS {5.89kW} (過給時に12PS{8.83kW})
ピストン速度	4.5m/s
平均有効圧力	5.61kgf/cm² {549kPa} (過給時 8.42kgf/cm² {826kPa})
燃焼室形式	予燃焼室

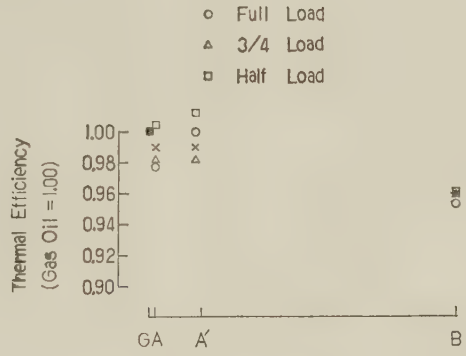


図9　熱効率
Thermal efficiency.

表5 実験室機関実験の主要目
Main characteristics for engine tests.

機関	三菱重工業ダイヤディーゼル1DVA-8a
出力	8PS {5.89kW}, 12PS {8.83kW}（過給）
回転数	900rpm {15.0s^{-1}}
平均有効圧力	5.61kgf/cm^2 {549kPa}, 8.42kgf/cm^2 {826kPa}（過給）
冷却水出口温度	65℃
潤滑油温度	70℃
運転時間	100h
使用潤滑油の全塩基価	7 mgKOH/g
供試燃料油	軽油, A重油, A′重油, B重油

関各部の摩耗と汚れを調査するため表5の条件で実験室機関実験を行なうこととした。すなわち，負荷を8PS {5.89kW} と過給12PS {8.83kW} の2水準に，燃料を軽油，A重油，A′重油，B重油の4水準にとり，この組み合わせで100時間連続運転を8回実施した。潤滑油は燃料油種による差異が明確になるように，小形漁船機関に一般的に使用されている全塩基価（T.B.N.）7 mg KOH/g（JIS K 2501過塩素酸法による）程度の市販品を採用した。

供試燃料は，8PS運転には表2の性状のものを，過給12PS運転にはB重油は同一だがベースとなる軽油のロットが異ったため表6の性状のものを用いた。

表6 供試燃料油性状（12PS運転）
Specification of fuel oil for tests (12PS)

	軽油	A重油	A′重油
比重 15/4℃	0.8299	0.8318	0.8413
反応	中性	中性	中性
引火点 ℃	75	81	78
粘度 @30℃ cst	3.69	3.76	4.95
@50℃ cst	2.50	2.52	3.15
流動点 ℃	− 10.0	− 22.5	− 10.0
10%残油			
残留炭素分 wt%	0.04	1.41	10.60
水分 vol%	0.01以下	0.01	0.01以下
硫黄分 wt%	0.34	0.39	0.67
セタン指数	58.5	58.0	50.5
真発熱量 kcal/kg	10320	10310	10270

注：B重油の性状は表2に同じ
1 cst＝1mm^2/s
1 cal＝4.19J

3.2 各部の摩耗

3.2.1 ピストンリング

第1リングの幅方向の寸法摩耗率を図10に，重量摩耗率を図11に示す。図中で白丸は8PS{5.89kW}運転の，黒丸は12PS {8.83kW} 過給運転の結果である（以下同様）。

寸法摩耗量でみると，軽油，A重油に対しA/Cブレンド油の場合はA′重油で4～7倍，B重油で10～12倍となっており，過給による高負荷運転の場合に摩耗率の増大が著るしい。

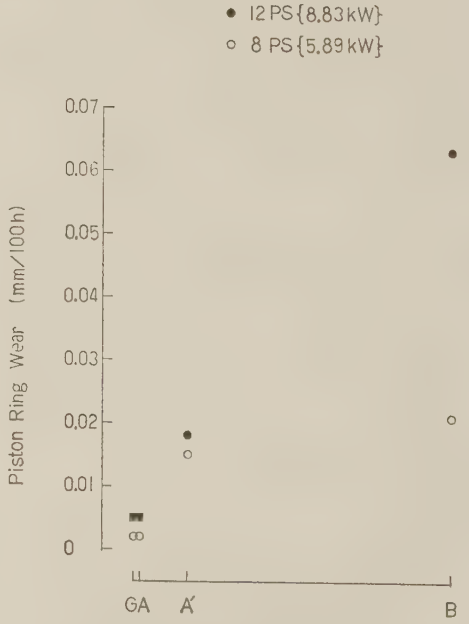


図10 第1リングの摩耗率（寸法）
Piston ring wear.

3.2.2 シリンダライナ

第1リング上死点位置のシリンダライナ摩耗率を図12に示す。軽油，A重油に対し，過給高負荷運転の場合A′重油で7倍，B重油で17倍，無過給のときでもB重油は7倍の摩耗率を記録している。

3.2.3 鉄分増加率

潤滑油の鉄分分析から摩耗粉の発生量を推定した鉄分増加率[11]を図13に示す。第1リングの重量摩耗量と同様の関係が得られており，残渣油の混合割合の増加により摩耗が進行することがうかがえる。

3.2.4 クランクピン上メタル

クランクピン上メタルの重量摩耗率を図14に示す。A重油にくらべA′重油では2～3倍，B重油では5～8倍の摩耗率を示している。

3.3 各部の汚れ

3.3.1 焼焼室の汚れ

燃焼残渣による燃焼室の汚れを吸排気弁の燃焼室面に付着した炭化物で代表させると，図15のようになる。すなわち，付着物は軽油，A重油にくらべB重油では4～

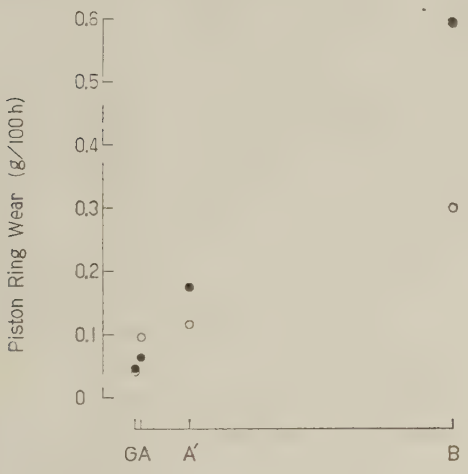


図11　第1リングの摩耗率（重量）
Piston ring wear.

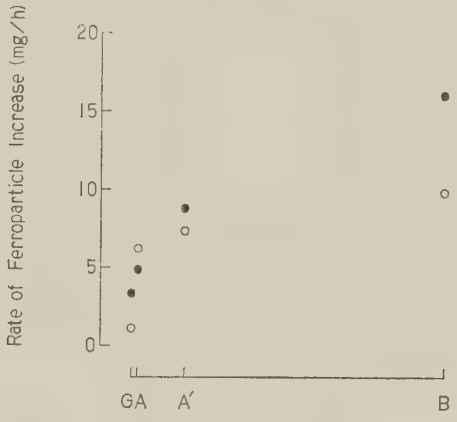


図13　鉄分増加率
Rate of ferroparticle increse.

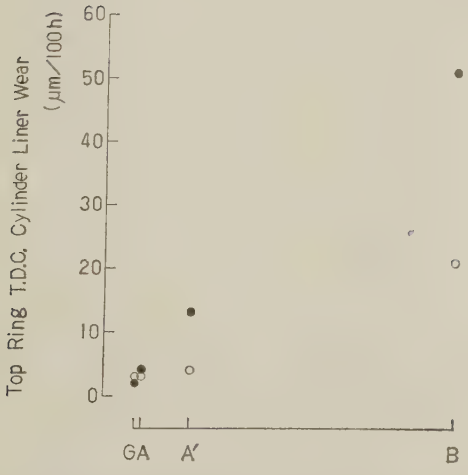


図12　第1リング上死点位置のシリンダライナ摩耗率
Cylinder liner wear.

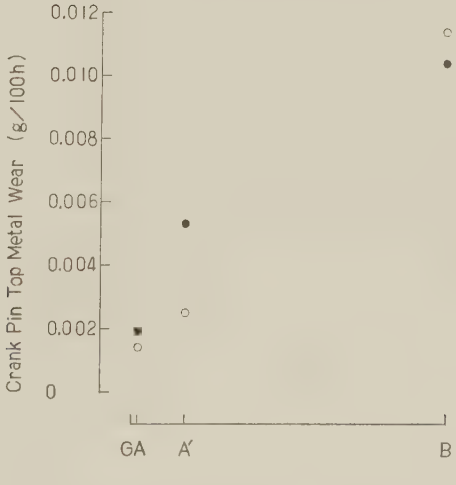


図14　クランクピン上メタル摩耗率
Crank pin top metal wear.

40倍に増加しており，過給高負荷運転のとき汚れが著るしい，

3.3.2 燃料弁の炭化物

燃料の炭化傾向をノズル先端の炭化物付着量で表わすと，図16が得られる。カーボンフラワは成長，脱落を操り返すので機関開放時の付着量だけでは判断できないが，軽油，A重油にくらべB重油では2～20倍になっている。

3.3.3 第1リング溝の炭化物

第1リング溝の炭化物付着量は温度，燃料，燃焼ガスと潤滑油の性状および消費量など，多くの要因により変化するが，図17のように残渣油を含む燃料で過給運転を行なったときに付着量が多かった。これは過給運転のときはリング溝の温度が高いこと（図8）および図18，図19のパネルコーキング試験結果からわかるように，過給運転に使用したA重油およびA′重油の炭化傾向が強いことが主たる原因と考えられる。

3.3.4 ピストンアンダーサイドの炭化物

ピストンアンダーサイドの炭化物はピストン温度と潤滑油性状の影響が大きく，無過給のときには付着物はほとんどみられなかったが，過給運転の場合は図20のようにB重油のときが他の6倍程度となっている。

3.3.5 ピストンの清浄性

石油学会規格陸用ディーゼル機関ピストン評価法[12]によるピストン清浄性のの評点を図21に示す。少量であっても残渣油を混入することで，また過給運転による熱負荷の増大によりピストンの清浄性が低下する。

3.4 まとめ

従来，軽油またはA重油を使用していた機関に何ら対策をとらずにA/Cブレンド油を導入すると，残渣油の混合割合の増加に従ってピストンリングやシリンダライナをはじめとする各部の摩耗が急激に増加するとともに，機関各部の汚れが増大する。これは残渣油に多く含まれるイオウ分，金属分をはじめとする不純物，その中

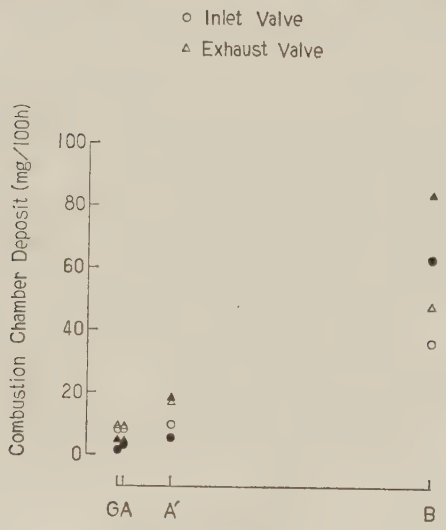


図15 燃焼室の汚れ
Combu tion chamber deposit.

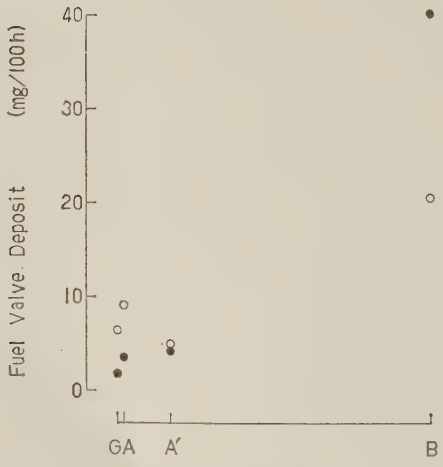


図16 燃料弁付着炭化物
Fuel valve deposit.

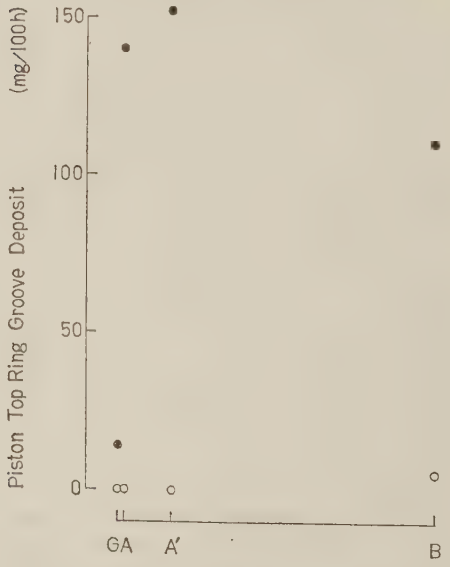


図17 第1リング溝炭化物付着量
Piston top ring groove deposit.

には触媒作用を有するものもあって，これらによる腐食摩耗やアブレシブ摩耗の増加をきたし，未燃炭化物による汚れの増大も加わって清浄性が低下したものと考えられる。

4. A/Cブレンド油と潤滑油の劣化

4.1 潤滑油の劣化

トランクピストン形機関では，機関の運転により燃焼残渣や摩耗粉等が混入し，潤滑油の汚損を促進することは避けられない。また，燃料中のイオウ分から生成する硫酸等を中和し，腐食摩耗を未然に防止するために潤滑油中に添加されているアルカリ分（塩基）も，中和反応の進行とともに消耗していく。小形漁船機関の場合，潤滑油の劣化の程度を不溶分（汚れ）と塩基価（酸中和能力）で判定することが適当と考えられる[13]。そこで，100 時間の実験室機関実験の運転中25時間毎に潤滑油を採取して，その性状を分析した。新油と 100 時間運転終了後の潤滑油性状を表 7 に示す。

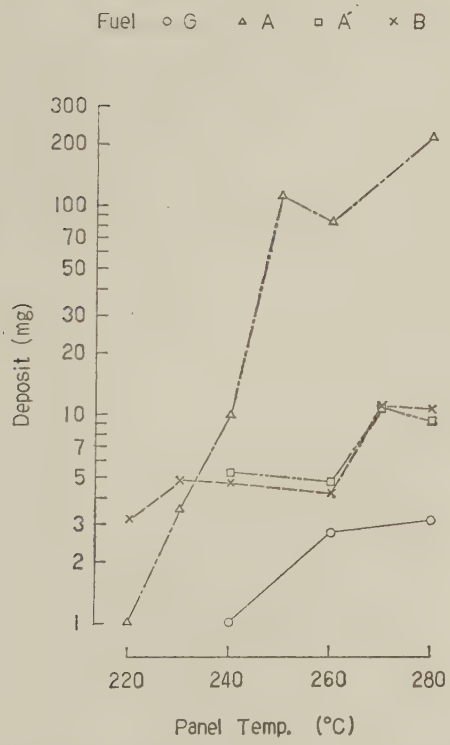


図18　8ＰＳ運転時の燃料のパネルコーキング試験
Parel coking test.

4.2 不溶分増加率

潤滑油の汚れの表現方法は議論のあるところだが，ここでは潤滑油中に含まれる不溶分の全量を捕集できる[14]と考えられる孔径0.1μmのミリポアフィルターによる沪

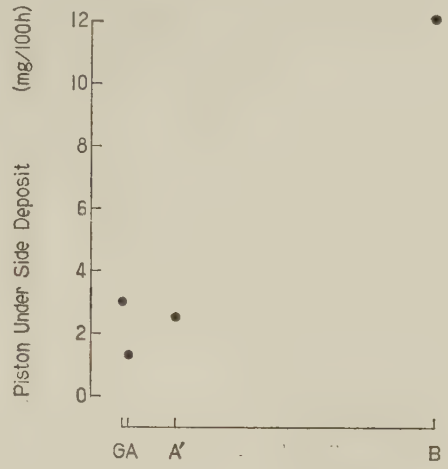


図20　ピストンアンダーサイド炭化物付着量
Piston under side deposit.

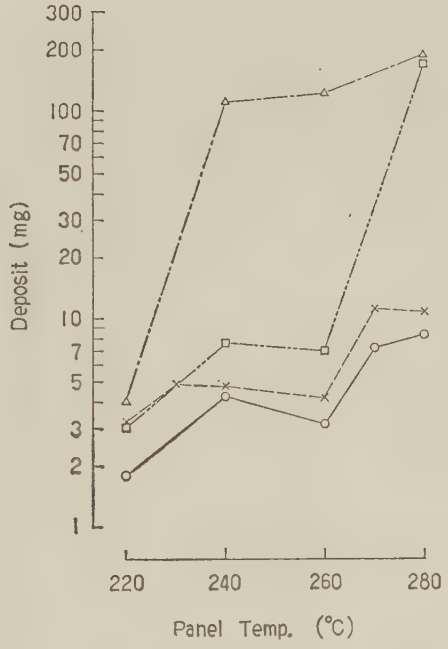


図19　12ＰＳ運転時の燃料のパネルコーキング試験
Parel coking test.

過方法を採用するとともに，一般に船内で潤滑油清浄装置として利用されている遠心清浄機や精密フィルタによる分離，捕集の限界値とされている2 μm以上の粒子を高速遠心分離法[10]で求めた。

燃料油が潤滑油の汚れに及ぼす影響は，これら不溶分の燃料単位消費量当たりの増加率[14]で比較することとし，これと燃料中の残留炭素分との関係を求めると図22，図23が得られる。同一ベースの燃料では，残留炭素分にほぼ比例して不溶分増加率が上昇し，B重油の場合は軽油，A重油の約2倍の速度で汚れが進行する。この結果は出力1200PS{883kW}の漁船機関を使用した陸上実験結果[14]ともほぼ一致する。

一方，粒径2 μm以上の不溶分増加率も燃料に対して同じ傾向を示すが，無過給に対し過給の場合は不溶分増加率が小さくなっている。これは，過給運転の方が空気過剰率が大きく燃焼が良好であったためと推定される。

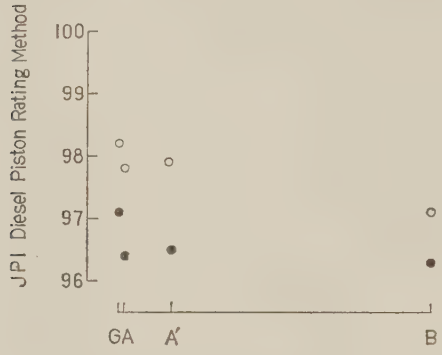


図21 ピストン評価法の評点
JPI Diesel piston rating method.

4.3 アルカリ消費率

潤滑油の全塩基価をJIS K 2501石油製品中和価試験方法過塩素酸A法により測定し，燃料油がアルカリの消耗に及ぼす影響を燃料単位消費量当たりのアルカリ消費率で表わし，燃料中のイオウ分との関係を求めると図24が得られる。アルカリ消費率はほぼイオウ分に比例して増加し，軽油，A重油に対してB重油では約4倍となる。

また，これからイオウの硫酸への変換率を求めると，供試機関における同一運転条件のもとでは図25のように変化し，市販のA重油からB重油の含有イオウ分の範囲内ではほぼ一定の変化率となる。

一方，硫酸の露点は図26[18]のように燃料中のイオウ分

表7 潤滑油性状
Specification of lubricating oil

燃料油種 / 出力 PS	軽油 8	A重油 8	A′重油 8	B重油 8	軽油 12	A重油 12	A′重油 12	B重油 12	新油 L
比重 15/4℃	0.9032	0.9042	0.9038	0.9059	0.9038	0.9042	0.9053	0.9097	0.9021
粘度 @40℃ cst	98.75	102.27	96.97	106.03	97.42	101.84	105.38	113.12	106.35
@100℃ cst	10.82	11.16	10.64	11.17	10.74	10.94	11.01	12.04	11.12
粘度指数	—	—	—	—	—	—	—	—	88
引火点 ℃	256	182	182	160	178	164	160	260	256
硫酸灰分 wt%	1.03	1.06	1.11	1.05	1.07	1.10	1.17	100	1.06
水分 vol%	0.01以下	0.04	0.03	0.01	0.04	0.01	0.01	0.01以下	—
全酸価 mgKOH/g	1.46	1.55	1.40	1.82	1.29	1.52	1.62	1.96	0.91
全塩基価 mgKOH/g (JIS K 2501過塩素酸A法)	6.48	6.55	6.15	4.17	6.51	6.48	5.56	2.93	7.64
ミリポア不溶分 wt% (0.1μmフィルタ)	0.60	0.74	0.76	1.29	0.83	0.86	0.96	2.13	0.14
高速遠心分離 wt% 不溶分（2μm以上）	0.034	0.024	0.041	0.076	0.021	0.034	0.025	0.099	—
鉄分 ppm	113	201	218	265	155	179	269	420	83

注：1 cst = 1 mm^2/s

含有量や燃焼室内圧力の上昇に従って高くなるため，腐食摩耗やアルカリの消費をおさえるためにはシリンダの恒高温冷却を行なう必要がある。なお，供試機関における表5の運転条件でのシリンダライナ第1リング上死点位置の円周方向4点の温度は，出力 8 PS {5.89kW} 運転のとき軽油で105～135℃，B重油で110～140℃，出力12PS {8.83kW} 運転のとき軽油で 115～150℃，B重油で115～160℃の範囲であった。

4.4　まとめ

トランクピストン型の機関では，燃料が低質化するに従って潤滑油の劣化が促進され，清浄性の低下や摩耗の増大する原因の一つとなっている。A重油とC重油の，ブレンド割合と潤滑油の汚れの増加およびアルカリ消費はほぼ比例する関係にあり，ブレンド割合に応じて浄油設備の増強や使用潤滑油のグレードをアップするとともに，交換時間の適正化を図る必要がある。

5.　A／Cブレンド油使用上の対策

5.1　高塩基価潤滑油の使用

漁船用として市販されている潤滑油の塩基価は，5，10，20mgKOH/g の3段階があり，一般には5mgKOH/gを，特に機関の運転が可酷な場合は 10mg KOH/g を，特に高性能機関で運転が可酷な場合には 20mg KOH/g を使用することになっている[16]。低質燃料を使用する場合，塩基価の高い潤滑油を選定し，高塩基価のメイクアップ油を使用することにより使用潤滑油の塩基価を高レベルに維持し，十分な酸中和能力や清浄分散能力を保持することで腐食摩耗や機関内部への汚れの沈着を減少することは可能と推定される。

しかし一方，燃料の低質化による潤滑油の汚れの増大については，表7にみられるように不溶分の94%以上が粒径 2 μm 以下の粒子であり，これら小粒径の不溶分まで有効に捕集除去できる適当な清浄装置は実用化されて

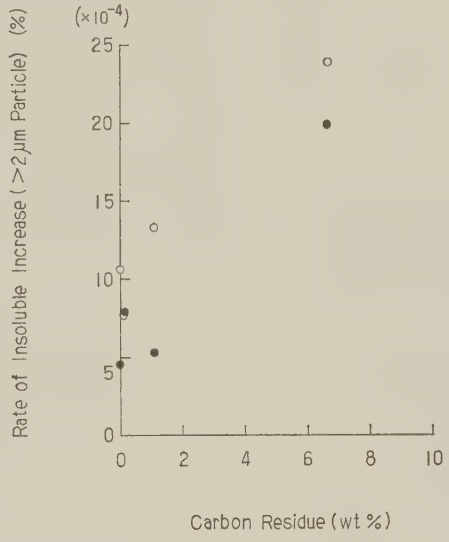


図23　残留炭素分と 2 μm以上の不溶分増加率の関係

Effect of carbon residue on rate of insoluble increiase. (over 2μm particle)

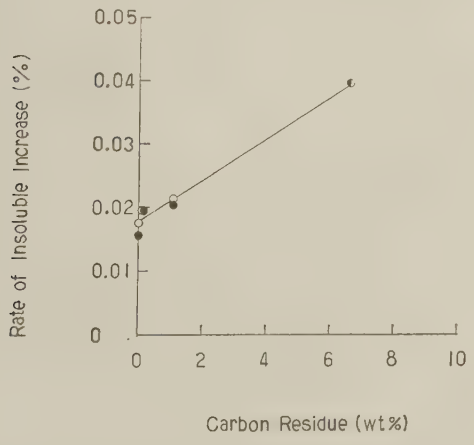


図22　残留炭素分と不溶分増加率の関係

Effect of carbon residue on rate of insoluble ircrease.

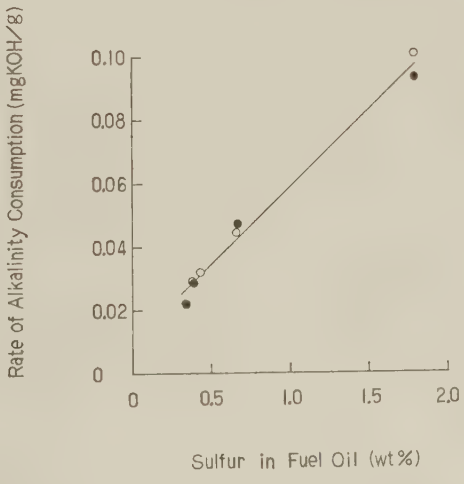


図24　イオウ分とアルカリ消費率の関係

Effect of sulfur in fuel oil on rate of alkarinity consumption.

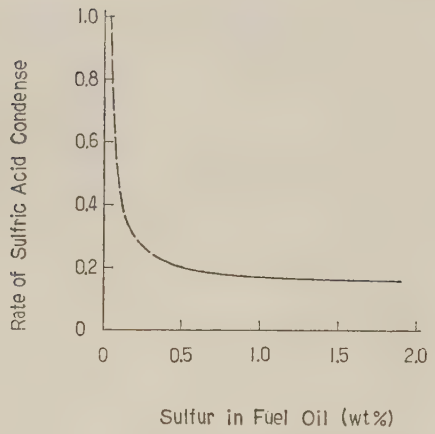


図25 イオウ分とイオウの硫酸への変換率の関係
Effect of sulfur in fuel oil on rate of sulfic acid condense.

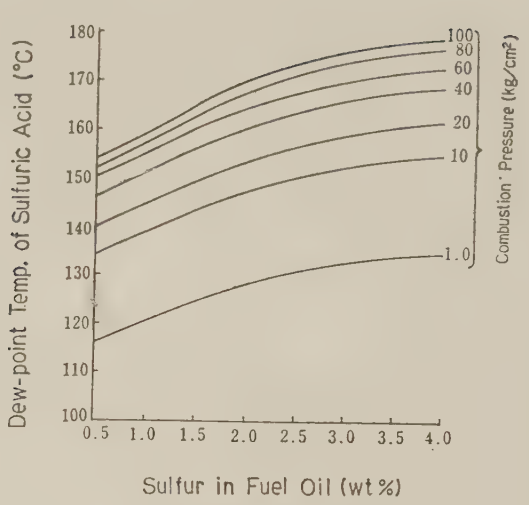


図26 硫酸の露点
Dew-point temp. of sulfuric acid.

いない。このことはA/Cブレンド油のみならずA重油使用の漁船でも保油量の少ない船に多くみられるように，潤滑油中の不溶分が管理限界値の3.5%[17]（ASTM D 893 ペンタンB法）を大幅に上まわった状態で機関が使用されている現状に表われており，A/Cブレンド油の採用でこの傾向がさらに強まることが懸念される。

そこで，塩基価は十分高いレベルに保持されているが汚れの著るしい潤滑油を使用して，A/Cブレンド油で機関を運転する場合について検討加えることとした。

5.2 潤滑油性状の影響

供試潤滑油に，遠洋まぐろ漁船のドック時に採取した使用油（主機関 1250PS {920kW} 310rpm[5.2s^{-1}}，A重油にて約4000時間使用）と，それを実験室で保留粒子径5～10μmのろ紙エレメントを持つ自動車用潤滑油フィルタでろ過したもの，及び同一銘柄の新油（T.B.N. 20レベル）を採用した。

燃料には表2のB重油を使用し，表5の供試機関を過給12PS {8.83kW} で100時間連続運転を行なった。運転前後の潤滑油性状を表8に示す。

各供試潤滑油に対する機関各部の摩耗率と，ピストンの炭化物付着量を，表7の潤滑油（新油L）を使用し同一の運転条件のときのそれ（図11，図12，図14，図17，図20参照）を表9に示す。

Lに対しL_0を使用することで，シリンダライナとピストンリングの摩耗は1/6～1/7に，LでA重油使用時の1.7倍までと大幅に減少している。これは粘度グレードの差も原因の一つと考えられるが，イオウ分1.9%の燃料に対する酸中和能力の差（T.B.N. 22.6と7.4の差）により腐食摩耗が減少したためと推定される。また，ピストンの清浄性も改善されているが，これもT.B.N.の差をはじめとする清浄分散能力の違いによるものと思われる。

表9よりL_1とL_2を比較してみると，フィルタでろ過することによるミリポア不溶分や粘度の低下は少ないが，これに5000倍に希釈してその2 cm^{3}中にある粒子を自動微粒子カウンタで計測したところ，2.5μm以上ではL_1の約40,000個からL_2は約18,000個へ，5μm以上の大粒径の不溶分は612個から352個へと約半分に減少しており，フィルタの効果が表われている。

これらの不溶分はその大部分がススであり，これが直接ライナとピストンリングのアブレシブ摩耗の原因となることは少ないが[19]，大粒径の不溶分は上死点位置でのライナとピストンリングをはじめとする油膜の薄い部分でその生成を防げることからL_1に対しL_2を使用したときにこれらの摩耗が減少したものと推定される。

一方，クランクピン上メタルの摩耗をL，L_1，L_2で比較してみると，L_1に対しL_2が減少しているものの，粘度グレードが低いとはいえLがL_2を上まわっており，この3者の摩耗量は実験誤差の範囲と考えることができる。これらに対しA重油使用時の摩耗は1/5程度であり，不溶分の量，粒径とともに残渣油から生じるコークス状の炭化物の硬度の影響が大きいものと推定される。この点については，不溶分の粒径分布を詳細に求め，油膜厚さとの関連からアブレシブ摩耗について検討をさらに進

表8　潤滑油性状
Specitication of lubricating oil for tests.

潤滑油種	遠洋まぐろ漁船使用油（約4000時間）(L_1)		同左，潤滑油フィルタでろ過後 (L_2)		同左新油 (L_0)	
実験室機関実験	使用前	100時間運転後	使用前	100時間運転後	使用前	100時間運転後
比重 15/4℃	0.9199	0.9295	0.9025	0.9295	0.9069	0.9101
粘度 @40℃ cst	190.44	243.29	178.07	258.68	139.36	150.30
@100℃ cst	29.74	34.28	28.41	34.98	14.17	14.59
引火点 ℃	244	256	246	242	—	—
硫酸灰分 wt%	3.53	3.94	3.54	3.80	2.80	—
水分 vol%	0.08	0.06	0.08	0.07	—	—
全酸価 mgKOH/g	2.87	3.69	2.98	3.91	2.18	—
全塩基価 mgKOH/g (JIS K 2501過塩素酸A法)	13.96	9.77	13.15	9.16	22.35	18.75
ミリポア不溶分 wt% (0.1μmフィルタ)	8.43	10.85	7.97	10.44	0.33	1.08
ASTM D 893 (準) n-ヘプタンA法不溶分 wt%	1.10	1.70	0.97	1.57	—	0.25
分散比wt%	7.7	6.4	8.2	6.6	—	4.3

注：1 cst＝1 mm²/s
　　分散比　ミリポア不溶分÷n-ヘプタンA法不溶分

める必要がある。

ピストンの清浄性に関しては，L_1，L_2とも不溶分の総量では管理基準値[17]の2倍以上含有しているが，T.B.N.が高いレベルに保持されており，分散比からみても清浄分散能力が衰えていないため，ピストンの炭化物付着量は極端に多くなることはなかった。

5.3　A／Cブレンド油使用による潤滑油性状の変化の推定

シリンダ注油のないはねかけ式のトランクピストン形機関では潤滑油の塩基価および不溶分の変化は次式にて表わすことができる[13),14)]。

$$A=A_m-\frac{YB}{R}+\left(A_0-A_m+\frac{YB}{R}\right)\exp\left(-\frac{R}{L}t\right) \quad \cdots(1)$$

ただし$Y=0.35sx$

$$S=\frac{ZB+RS_m}{R+Q\eta}+\left(S_0-\frac{ZB+RS_m}{R+Q\eta}\right)\times\exp\left(-\frac{R+Q\eta}{L}t\right) \quad \cdots\cdots(2)$$

ここで

Y：燃料単位消費量当たりのアルカリ消費率　mgKOH/g

s：燃料中のイオウ分　wt%

x：イオウの硫酸への変換率　%

A：潤滑油の全塩基価　mgKOH/g

Z：燃料単位消費量当たり不溶分加増率　wt%

S：潤滑油中の不溶分　wt%

Q：バイパス清浄装置の通油量　kg/PSh

η：バイパス清浄装置の効率

L：潤滑油量　kg/PS

B：燃料消費率　kg/PSh

R：潤滑油消費率　kg/PSh

t：運転時間　h

A, S, Lの添字$_0$, $_m$はそれぞれ始め，補給油のそれをさす。

ここで，最近の燃料事情からみて燃料油の性状を安全側にとり，A重油のイオウ分を0.9%，C重油のそれを3.5%，残留炭素分はそれぞれ0.1%，10%とすると，A：C＝3：7にブレンドしたB重油相当のブレンド油のイオウ分は2.72%，残留炭素分は7.03%となり，図22，図24より$Y=0.141$，$Z=0.0410$が求まる。

燃料消費率を160g/PSh，潤滑油消費率を0.8g/PSh，機関の平均負荷率を70%，潤滑油量を0.5 l/PS, 1l/PS,

表9 供試潤滑油種類と摩耗および清浄性の関係（B重油使用）

Effect of specification of lubricating oil on wear of engire parts and piston deposits.

項目 ＼ 供試潤滑油（運転前）	遠洋まぐろ漁船使用油 (L_1)	同左，潤滑油フィルタろ過後 (L_2)	同左新油 (L_0)	表7の新油 (L)
第1リング摩耗率 g/100h	0.263	0.182	0.103	0.595
シリンダライナ 第1リング上死点位置摩耗率 mm/100h	0.037	0.019	0.007	0.051
クランクピン上メタル摩耗率 g/100h	0.0111	0.0080	—	0.0104
ピストン第1リング溝炭化物付着量 mg/100h	70.1	24.7	0.0	109.6
ピストンアンーサイド炭化物付着量 mg/100h	123.9	91.6	5.3	12.1
備考				
全塩基価 mgKOH/g	13.7	13.2	22.2	7.6
ミリポア不溶分 wt%	8.43	7.97	0.33	0.14
粘度 @40℃ cst	190.44	178.07	139.36	106.35
粘度グレード SAE No.	40	40	40	30

注：1 cst＝1 mm²/s

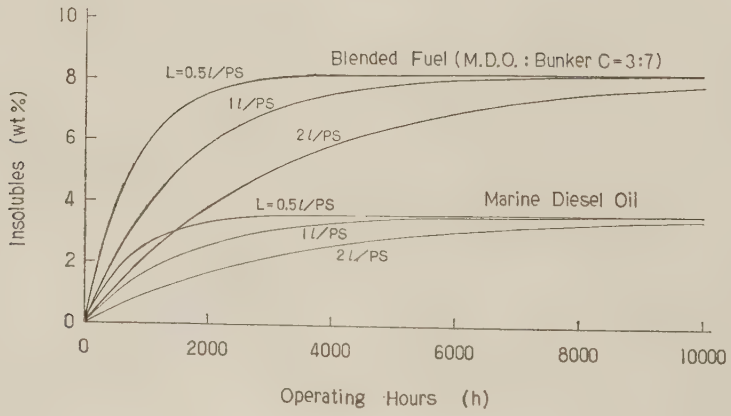


図27 不溶分の変化

Change of insolubles in lubricating oil

2 l/PS（潤滑油の比重量を0.9と仮定）にとり，バイパス清浄装置を無視すれば不溶分の変化は図27のように求まり，T.B.N. 20の潤滑油を使用した場合の全塩基価の変化は図28のようになる。

A重油の場合，不溶分は3.6%程度でバランスするが，B重油相当のA／Cブレンド油の場合は8%以上になることが予想され，保油量の少ない場合には短時間でその値に達する。

一方，全塩基価は，A重油のときは10mg KOH/gでバランスするが，B重油相当のA/Cブレンド油を使用

すると添加剤の消耗が激しく短時間で強酸価が表われる。そこで使用潤滑油をT.B.N.30に上げるか，T.B.N.20の潤滑油を使用する場合でも補給油に同一銘柄でT.B.N.30のものを採用すると全塩基価の変化は図29のようになる。

全塩価の管理値を10mgKOH/g以上[20]とすると，保油量2 *l*/PSで管理値に達するまでの時間が2,300～4,000時間となる。このときのミリポア不溶分は図27より4.5～5.8wt%であるが，残存塩基価からみて管理限界値のASTM D 893 n-ペンタンA法による不溶分の値2.5%[21]は十分下まわるものと推定される。

これら潤滑油性状の変化は，潤滑油消費率Rにより大きく変動し，Rの値が小さいときは劣化が急激に進行する[14]ので注意を要する。

5.4　A／Cブレンド油の経済性

A/Cブレンド油の使用に当たっては，漁船にC重油タンクやブレンド装置を導入することは当然であるが，B重油相当のブレンド油の場合新たに表10[7]の設備と工事費が必要となり，表11[22]に示す対策をとるとともに，A重油使用時にくらべ図30[23]のように保守整備間隔を短縮する必要がある。

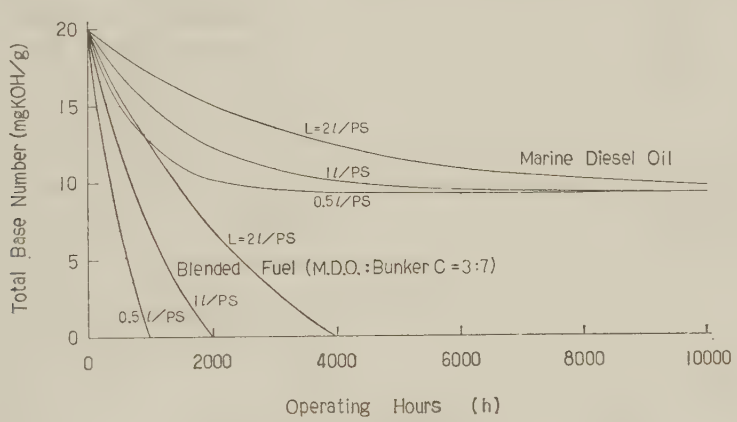


図28　塩基価の変化
Change of T.B.N. in lubricating oil.

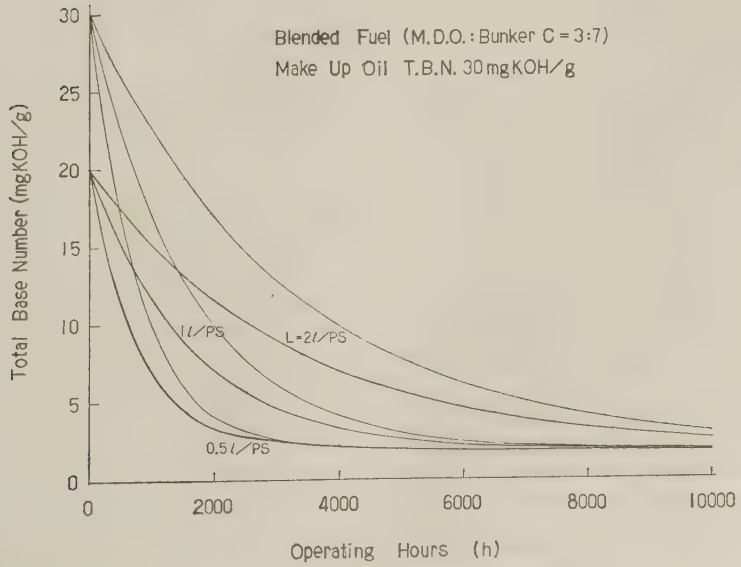


図29　塩基化の変化（補給油の塩基価30）
Change of T.B.N. in lubricating oil. (make up oil T.B.N. 30)

表10　低質燃料の使用に必要な設備
Arrengiments for burinng low grade fuel oil.

設備	備考
第一燃料こし器	（374トンかつお漁船主機1800PSの例）
燃料沈澱槽	
燃料移送ポンプ	0.75kW
ブースターポンプ	0.75kW
ヒータ（タンク用）	5kW
ヒータ（フィルタ入口用）	15kW
ヒータ（機関入口用）	7kW
燃料清浄機	
燃料精密フィルタ	
燃料流量計	
燃料別漏形燃料弁	
燃料調圧弁	
燃料配管変更弁箱	
潤滑油清浄機	
潤滑油精密フィルタ	
補機関容量増加	29kW増

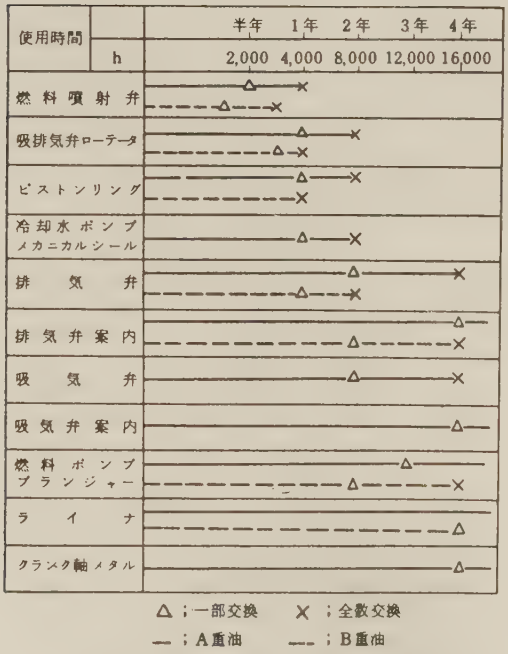


図30　機関の主要部品の整備間隔
Maintenance of engine parts.

一方，A重油とC重油の年平均価格は表12[24]のように推移してきており，現在ではC重油価格はA重油のほぼ80%となっている。ブレンド油の価格はC重油，A重油それぞれの価格とブレンド比から求まるが，漁船の場合漁業種類によっては機関の負荷変動が大きく，低負荷時にブレンド油を使用すると燃焼不良を生じる危険性も考えられる。また，漁船の補機関はその大部分が回転数1200rpm{$20s^{-1}$}または1800rpm{$30s^{-1}$}であり，図6，図7からみてシリンダ径120mm程度でこれらの回転数範囲の小形高速機関ではブレンド油の使用は推奨できな

表11　低質燃料使用による問題点と対策
Subjects and counterplan for burning low grade fuel oil.

問題点	原因	対策
燃料噴射ポンプ プランジャー 燃料噴射弁の耐久性	水分 きょう雑物	1）清浄処理装置を完備する 2）プランジャーのクリヤランス，噴射弁の噴口径数，角度等最適仕様に変更する
燃焼悪化 カーボンによる汚損 リングの膠着 過給機の汚損	難燃性炭素	1）カーボンフラワー防止の為の冷却形燃料弁の採用 2）弁座カーボンのかみ込み防止の為のバルブローテーターの採用 3）リング膠着防止の為の高品質の潤滑油の採用 4）過給機の汚損防止の為の洗浄装置の採用 5）計画保守整備の確立
ピストンリング シリンダライナ 排気弁ステムの腐食摩耗	硫黄分	1）恒高温冷却の採用（清水冷却） 2）全塩基価の高い潤滑油の採用
排気弁の傘部 弁座の高温腐食	バナジューム等	1）弁，弁座の回りの冷却を良好にする 2）排気弁，弁座に耐バナジューム材の採用

い。底曳網漁船の揚網時やいか釣り漁船の操業時のように，所要電力の大きい時に推進に要する動力が小さい場合などは，発電機の主機駆動を採用し，主機の低負荷運転を避けることでブレンド油の使用可能時間の延長を図ることなどが考えられ，駆動動力の分担の再検討をはじめとする機関室の総合的な検討が必要となる。

6. まとめ

燃料価格の高騰に対する省燃費対策の一つとして，従来のA重油に，単価の安いC重油を混合したA/Cブレンド油を漁船機関に使用することを検討した。一般にA/Cブレンド油は船内でA重油とC重油を混合するため，その比率は任意に選定できるが，一般の漁船機関ではA：C＝3：7程度で得られるB重油相当の性状が限界であると考え，主としてこれとA重油を対比して検討した。

機関性能曲線からみて，小形〔I〕高速機関ではブレンド油の使用は不適当と判断されたので，小形〔I〕低速機関を使用して実験を行なった。

A重油にかえてB重油相当のA/Cブレンド油を使用することに対し，次の問題点があげられる。

①排気温度やピストン温度をはじめとする機関各部の温度上昇からみられ，特別の冷却対策をとるか出力制限を行なう必要が生じる。

②シリンダライナやピストンリングの腐食摩耗が急増する。これは高塩基価の潤滑油を使用し塩基価を高目に保持することで，A重油使用時の2倍程度以下に押えることが可能である。クランクピンメタルの摩耗も数倍に増加する。これは残渣油から生じる不溶分の粒径，硬度の影響によるアブレシブ摩耗の増加が原因と推定されるが，これを選択的に除去するためのこし器のろ過粒度や容量に関してさらに検討する必要がある。

③燃焼室やピストン，潤滑油などの汚れが急増するとともに，潤滑油中のアルカリが急激に消耗する。潤滑油中の不溶分でバイパス清浄装置により除去可能な粒径のものは全体の5％以下なので，アルカリ消費率も考慮して高塩基価の潤滑油（T.B.N. 30程度），さらに高塩基価のメイキャップ油の使用により清浄分散性を十分に保持するとともに，潤滑油性状の定期的なチェックと早期に交換を行なう必要がある。潤滑油性状の急激な変化を緩和するためにも保油率は2 l/PS程度ほしい。

④本実験の範囲内では，燃料系統や吸排気系統の損耗について差異を明らかにすることはできなかった。一般的な考え方としてはA重油使用時に対し，寿命を半分に見積る必要があろう。

7. あとがき

石油は政治商品などといわれており，中東の情勢により直接の影響を受け漁船の燃料の今後の動向は供給量，価格面ともに流動的である。ここでは燃料費低減のためのA/Cブレンド油使用について論じたが，C重油の性状もまた流動的である。一応粘度180cst {mm²/s} @50℃以下の現時点で一般的なC重油を対象にしたが，55年3月のJIS K 2205の改訂[25]によりその粘度の上限は250cst{mm²/s}@50℃に上昇することになっており，これに伴って残留炭素分やイオウ分，金属分などの不純物が増加することが予想されている。また，今後10年程度で軽質留分や中間留分の不足に対応するために，重油を分解してこれらの留分を取り出す方法が確立し，分解残渣が舶用C重油として出回ることも予想される。

現に北米や南アフリカ等では分解重油が舶用に供給され，これによる障害が生じた例[26]が報告されている。分解系の重油は高粘度化による加熱温度の上昇やCH比の増大による燃焼不良のみならず，FCC系のものでは残留触

表12　燃料油価格の推移（年平均）
Change of oil price
単位 円/kl（　）内はA重油に対する比率％

昭和　年	軽油（免税）	A重油	B重油	C重油
48　年	14400	12950	8230（64）	7210（55）
49　年	29400	27400	19800（72）	18000（66）
50　年	32900	30100	21300（71）	19300（64）
51　年	34100	32900	26200（80）	24300（74）
52　年	34300	34700	27900（80）	24800（71）
53　年	30900	29300	28100（96）	22500（77）
54　年	40400	39500	37800（96）	28400（72）
55　年（1～6月）	69500	70200	68300（97）	56600（81）

媒による機関の異常摩耗を生じる可能性もあり[27]，親和性の低下により軽質油とブレンドすると船内の処理能力をはるかに越える大量のスラッジを発生させる危険性[27]もある。

漁船へのA/Cブレンド油の導入は，現時点での計算上のメリットだけでなく，機関取扱者の負担の増加や将来日本国内でも分解系の燃料が舶用に出回ってくる時の危険性も加味して慎重に行なうべきである。

本稿をまとめるに当たってご指導を賜った。東京漁業技研代表取締役草間喜代松氏に深謝する。また，本文中で使用したデータは，水産工学研究所漁船工学部漁船機械研究室山田敏夫室長および久保敏技官との協同実験の中で得られたものも多い。ここに謝意を表する。

参考文献

1) 石油連盟：原油輸入金額およびタンカー市況，石油資料月報，24巻，9号，pp.26，1979および25巻，9号，pp. 26，1980

2) Future fuels and the diesel, Motor Ship, Vol. 58, No. 692, pp. 51～52, 1978

3) 水産庁：漁業の動向に関する年次報告，第91回国会提出，1980

4) 東野一郎：低質燃料油使用の実態について—ユーザアンケート結果，日本舶用機関学会第27回（昭和55年春季）講演会講演前刷，pp. 123～130，1980

5) 婦木正己：中小形，中速機関における船内A，Cブレンド油使用について，日本舶用機関学会誌，15巻，2号，pp. 220～225，1980

6) 天野義一：船内ディーゼル発電機のA/Cブレンド油ならびに低質油使用について，日本舶用機関学会誌，15巻，2号，pp. 225～230，1980

7) 水産庁：漁業経営動向調査(5)—省資源型漁船への移行と問題点—，1976

8) 鵜野元彦：小形機関に低質燃料を用いた場合の熱負荷について，日本舶用機関学会第21回（昭和51年秋期）学術講演会前刷，pp. 193～196，1976

9) 大形ディーゼル研究委員会：舶用機関の呼称区分の統一について，日本舶用機関学会誌，13巻，7号，pp. 506～507，1978

10) 小田健一・山田敏夫：高性能漁船機関用潤滑油試験方法について，漁船研究技報，32巻，78号，pp. 157～196，1979

11) 小田健一：潤滑油中の鉄分分析による漁船機関の摩耗度の推定，水産工学研究所報告，第1号，pp. 117～128，1980

12) 石油学会：石油学会規格，陸用ディーゼル機関ピストン評価法JPI-5S-15-80，1980

13) 小田健一・山田敏夫：漁船機関の潤滑油システムの合理化について—Ⅱ，漁船研究技報，29巻，66号，pp. 57～126，1976

14) 草間喜代松・山田敏夫：漁船機関の潤滑油システムの合理化について—Ⅰ，漁船研究技報，26巻，58号，pp. 26，1～43，1972

15) Dyson, A et al: General Meeting Inst. Mech. Engers, No.17, pp. 717, 1957

16) 漁船用潤滑油規格委員会：全漁連漁船用潤滑油適正規準，1975

17) 漁船用潤滑油規格委員会：全漁連漁船用潤滑油管理規準，1973

18) Golothan. D: M, I. Mar. E. organized by Shell International Petroleum Co. Ltd. prepint pp. 137, 1977

19) Mc Cennel G et al: A wear theory for low speed diesel engines burring residual fuel, Wear, Vol. 1, No.5 pp. 43～54, 1962

20) 野崎照雄・小林力：舶用ディーゼル機関システム油の使用状況と今後の塩基価管理，日石レビュー，22巻，4号，pp. 205～218，1980

21) 日本舶用機関学会燃料潤滑研究委員会：舶用機関システム油の管理基準，日本舶用機関学会誌，8巻，12号，pp. 876～882，1973

22) 福島隆志・桜井秀郎：B重油使用中速高過給機関について，漁船，204号，pp. 96～102，1976

23) 鵜野元彦：小形ディーゼル機関に低質燃料を用いた場合の熱負荷について，日本舶用機関学会誌，12巻，5号，pp. 329～334，1977

24) 農林経済調査会：積算資料，1973.2～1980.7各号

25) 田中正躬：燃料油JIS改訂の意義，ペトロテック，3巻，4号，p. 345～348，1980

26) 日本船主協会機関管理研究会：燃料油に起因すると推定される障害について，船舶通報，資料E-167，pp. 1～44，1979

27) 橋本高明：舶用燃料油の動向，マリンエンジニア，396号，pp23～47，1980

Burning of Blended Fuel on Fishing Boat Engine

By

Ken'ichi ODA

Summary

One of the results of continuously rising fuel prices in the last few years has been increasing importance not only to reduce specific fuel consumption of fishing boat engines but also to burn cheaper heavy low grade fuel to save running cost of fishing boat.

This report gives the details of an experimental investigation burning the blended fuel of Marine diesel oil and Bunker C on a four-stroke small-sized diesel engines.

Fuels used for the investigation were as follows.

G : Gas oil

A : Marine diesel oil

A': Blended fuel (Marine diesel oil : Bunker C=9:1)

B : Blended fuel (Marine diesel oil : Bunker C=3:7)

Results shows as follows.

It was difficult to burn the blended fuel on small-sized high-speed fishing boat engine. But there were no major difficulties to burn on small-sized low-speed fishing boat engine (cylinder diameter 110mm, speed 900 r.p.m. power out put 5.89kW and 8.83kW [super charged]) on the operational performance except a little increase of fuel consumption and temperature rise of exhaust gas, piston and other engine parts.

Compared with Marine diesel oil, blended fuel made to increase corrosion wear of cylinder liner and piston rings, ablasive wear of bearing metal, and had a bad effect on piston and other engine parts deposit, insolubles increase and alkalinity consumption of lubricating oil.

Blended fuel saves a fuel costs but increases maintenance costs.

So, it is necessary to consider economical efficiency of a fishing boat as a power plant. Burning of blended fuel on fishing boat engine require futher examination at a design of fishing boat severally.

水工研報告 2
1981 pp. 95～103

オッターボードの抵抗および展開力について

小山武夫*・工藤孝雄**・大場 修**

目 次

1. 緒 言……95
2. 供試漁具……95
3. 測定方法……97
3.1 オッターボードの抵抗……97
3.2 オッターボードの展開力……97
3.3 曳網速度……98
4. 実験結果および考察……98
4.1 オッターボードの抵抗……98
4.2 オッターボードの展開力……101
5. 要 約……102
参考文献……102
Summary……103

1. 緒 言

オッターボードの抵抗および展開力についてはSHÄRFE[1], BARANOV[2]. BEN-YAMI[3], BLESTKIND[4]らの報告があるが，これらはいづれも流れから受ける流水抵抗を主体としたもので海底摩擦についてはほとんど言

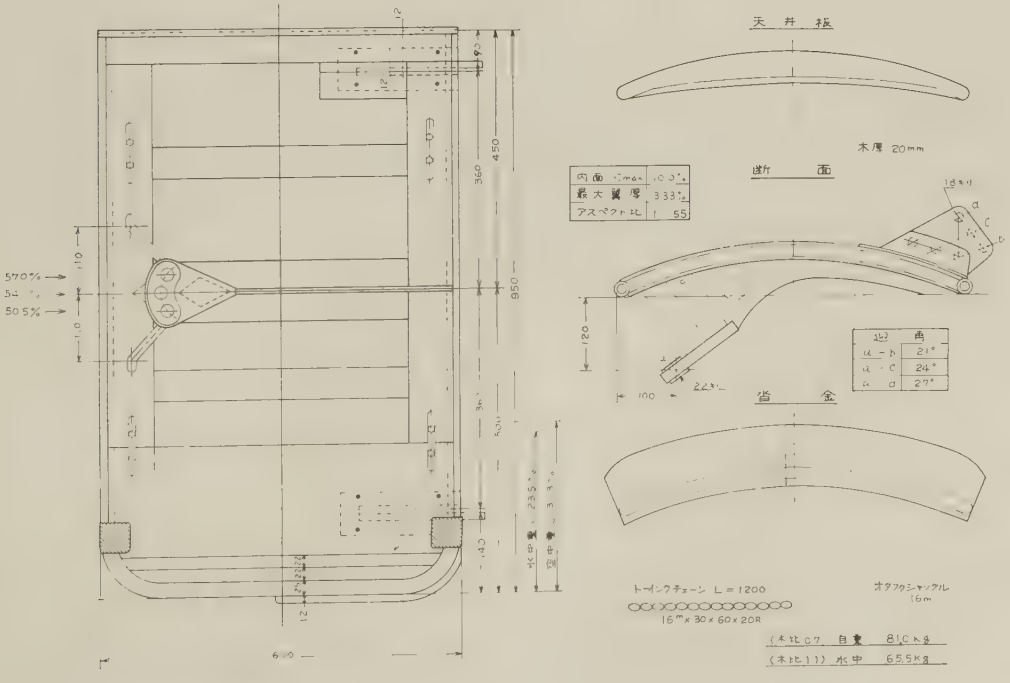


図1 縦型湾曲単板オッターボード
Plan of the trawl board used in experiments

* 漁業生産工学部
** 泰東製綱株式会社

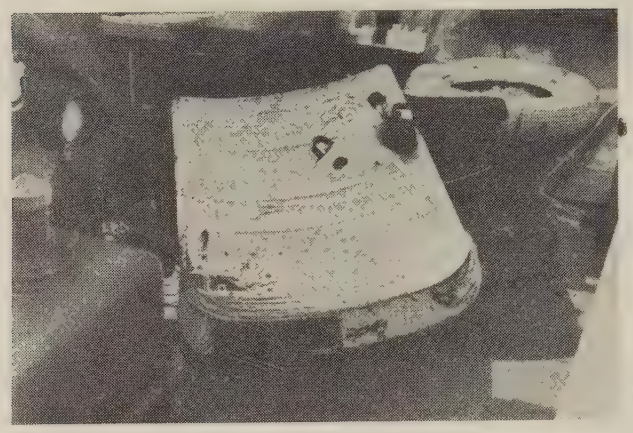


図2 供試オッターボード

The trawl board used in experiments

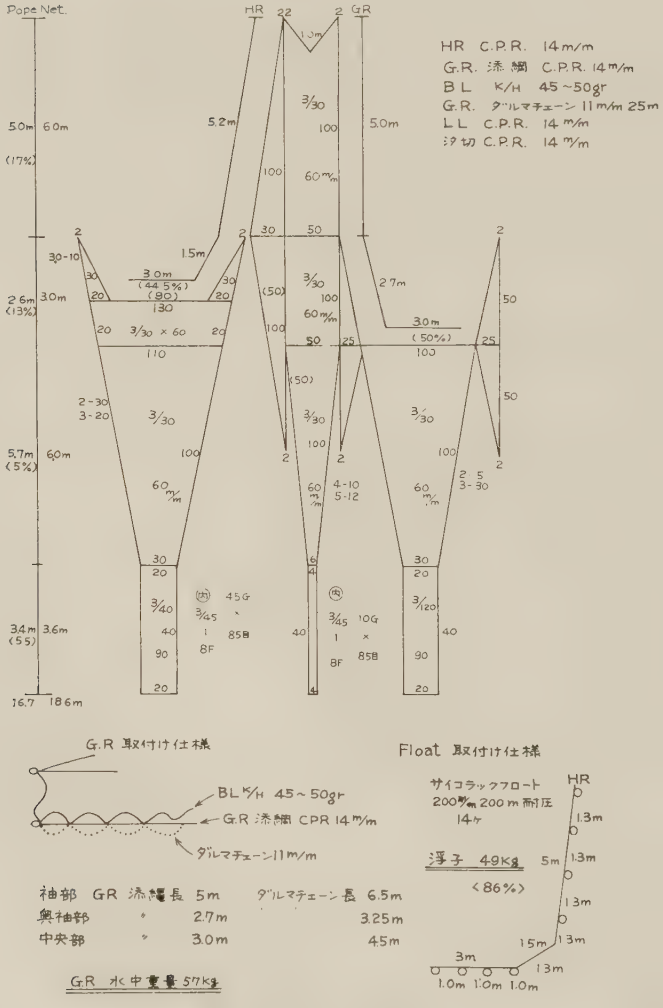


図3 供試トロール網

Plan of trawl net used in experiments

及していない。

よって，ここでは海底から受ける摩擦も加味したオッターボードの抵抗および展開力について研究を行なった。以下実験結果を報告する。

実験は水産工学研究所，試験船たか丸（船尾トロール型式，50トン，230馬力）により東京湾，中の瀬付近（水深20m，底質砂泥）で行なわれた。

2. 供試漁具

実験に使用したオッターボードは，現在，わが国で広く使用されている縦型湾曲単板型（SÜBERKRÜB タイプ）縦0.95m，横0.60m，空中重量81kg，水中重量65.5kg，その設計図を図1に，写真を図2に示す。また，トロール網はヘッドロープ長さ16.4m，グランドロープ長さ18.4m，網全長16.7m，浮子の総浮力49kg，グランドロープ（チエンを含む）の水中重量57kgであり，その構成図面を図3に，ペンネント，手綱類等の主要寸法を図4に示す。

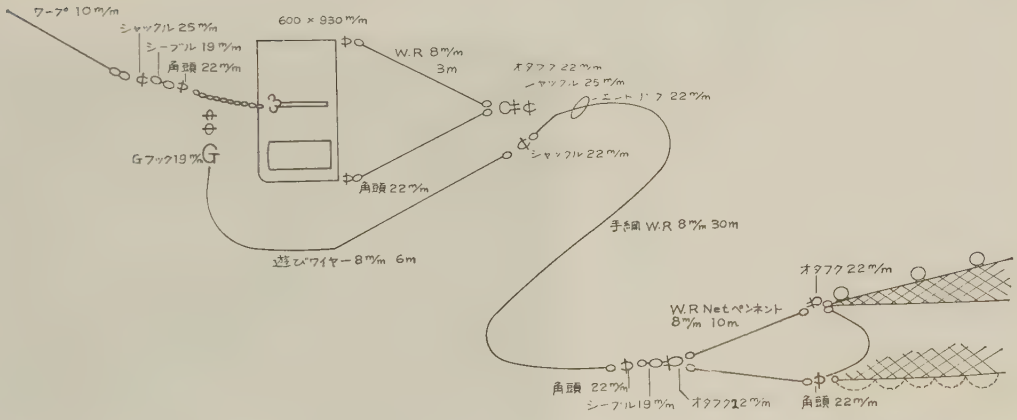


図4　手綱，ペンネント類の寸法
Arrangements of board pendant joining wire, handrope, netpendant

3. 測定方法

3.1 オッターボードの抵抗

オッターボードの抵抗については図5に示すごとく右舷オッターボードのブラケット先端とオッターペンネントと手綱の連結部にそれぞれ水中張力計を装置し，曳網中の張力を測定し，両者の張力差をとってオッターボードの抵抗とした。

実験に使用した水中張力計は柳計器KK製500kg用であり，実験時におけるオッターボードは初期迎角（図1 a-c）を24度にセットしたため，曳網中の迎角は27～28度位と推定される（これは水槽模型実験による値で，模型実験中の写真を図6に示す）

3.2 オッターボードの展開力

オッターボードの展開力については船尾トロールの場合，左右ワープの交叉点が存在しないため測定が非常に

むづかしい。そこで図7に示す方法で，まず，オッターボードの展開距離を算出し（左右ワープに一定の距離L=0.5mをとり，Lの先端におけるワープ展開距離L_1(m)と後端における展開距離L_2(m)を測定し，その差からオッターボードの展開距離を算出した）すなわち，曳網中のワープ型状を直線とみなすと，オッターボードの展開距離D_1(m)は

$$D_1=\frac{L_2-L_1}{L}L_3+F \quad \cdots\cdots(1)$$

として算出し得る。ただし，L_3(m)はワープの全長，F(m)は左右トップローラーの間隔（たか丸の場合，2m)。

一方，高山，小山[5]はトロール曳網中におけるワープ，手綱の型状は，大略，直線とみなすことができ，また，左右手綱の延長線はトロール網のコッドヘッド後端付近で交わることを明らかにしている。したがって，左右ワープの交叉点が船尾付近にあるものと仮定すると，その形状は図8のごとく画かれる。

すなわち，ワープの長さをL_W，手綱の長さをL_h，トロール網の袖網からコッドヘッドまでの長さをL_n，左右オッターボードの展開距離をD_1とすると，図8よりワープ展開角度θ_1，および手綱が進行方向となす角度βはそれぞれ，

$$\theta_1=\sin^{-1}\frac{\frac{1}{2}D_1}{L_W} \quad \cdots\cdots(2)$$

$$\beta=\sin^{-1}\frac{\frac{1}{2}D_1}{L_h+L_n} \quad \cdots\cdots(3)$$

一方，ワープL_Wにかかる張力T_1については船上で測定し（図9）また，手綱L_hにかかる張力T_2についてはオッターペンネントの後端で水中張力計（図5）により測定したため，オッターボードの展開力L_0は図8より

$$L_0=T_1\sin\theta_1+T_2\sin\beta \quad \cdots\cdots(4)$$

と算出し得る。なお，算出にあたって，ワープの張力T_1については左右ワープ張力測定値の算術平均値を，また，手綱にかかる張力T_2についても左右手綱にかかる張力測定値の算術平均値を採った。

3.3 曳網速度

曳網速度としては東邦電探 kk 製ノットメーター（プロペラ発電式速度計）により対水速度を測定した。

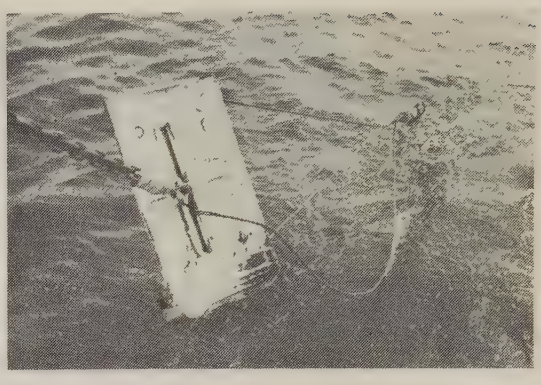


図5 オッターボードの抵抗測定中
（オッターボードのブラケット先端とオッターペンネントと手綱連結部に水中張力計を装置）
Drag force of the trawl board

図6 オッターボードの迎角，水槽実験中
（模型実験）
Attack angle of the trawl board (Model experiment)

4. 実験結果および考察

4.1 オッターボードの抵抗

海底（砂泥）の摩擦抵抗を含めたオッターボードの抵抗測定結果を表1に示す。

表1より曳網速度v(m/see)とオッターボードの抵抗D(kg)の関係を対数グラフ上にプロットすると，図10のごとくなり，抵抗Dは，ほぼvの2乗に比例し，近似的に

$$D=kv^2 \quad \cdots\cdots(5)$$

であらわされることがわかる。よってオッターボードの海底摩擦も含めた抵抗D(kg)を

表1　湾曲単板型オッターボードの海底摩擦を含めた抵抗

Drag force of the süberkrüb type trawl boards

実験時の海況	主機回転数 ($r.p.m$)	C.P.P翼角 (度)	水深 (m)	ワープ長さ (m)	底質	曳網速度 v (m/sec)	右舷オッターボードブラケット先端張力 T_1(kg)	右舷オッターボードペンネント後端張力 T_2(kg)	オッターボード抵抗 $T_1-T_2=D$(kg)	抵抗係数 C_D	レイノルズ数 $\frac{vl}{\nu}$
海上平穏	2,000	9	20	100	砂泥	1.75	460	400	60	0.67	1.66×10^6
〃	〃	8	20	100	〃	1.60	410	360	50	0.67	1.52×10^6
〃	〃	7	20	100	〃	1.55	370	320	50	0.71	1.47×10^6
〃	〃	6	20	100	〃	1.24	255	220	35	0.78	1.18×10^6
〃	〃	9	20	100	〃	1.65	370	320	50	0.63	1.57×10^6
〃	〃	8	20	100	〃	1.55	310	270	40	0.57	1.47×10^6
〃	〃	7	20	100	〃	1.34	240	210	30	0.57	1.27×10^6
〃	〃	6	20	100	〃	1.08	180	160	20	0.59	1.03×10^6
									平均	0.65	

備考　オッターボードの抵抗D(kg)は

$D=T_1-T_2$　として算出した

ただし，T_1はオッターボードブラケット先端における張力(kg)

T_2はオッターペンネント後端における張力(kg)

また，レイノルズ数$\frac{vl}{\nu}$におけるνは海水の動粘性係数0.01cm²/sec，vは曳網速度cm/sec，lはオッターボードの線寸法でその高さ95cmとした。

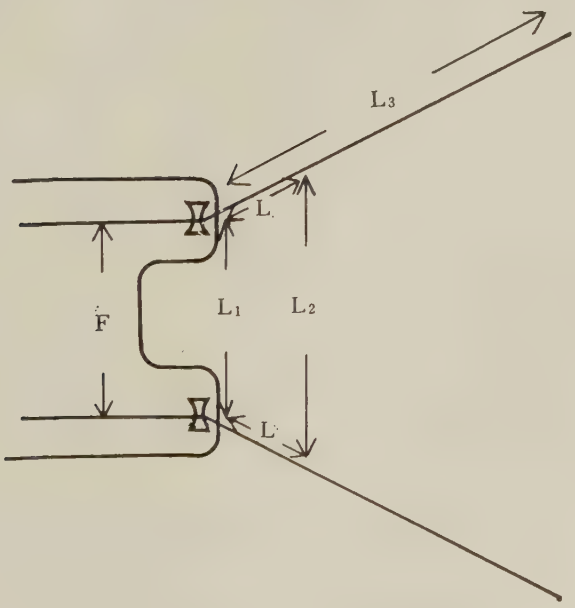


図7　オッターボードの左右展開距離測定法

Sheer distance of trawl board

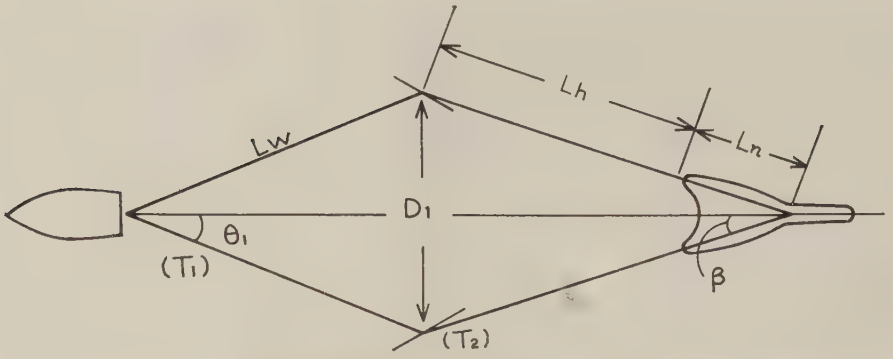


図8 トロール曳網中の漁具形状（直線とした場合）
Angle β subtended by the hand rope and the center line of the net

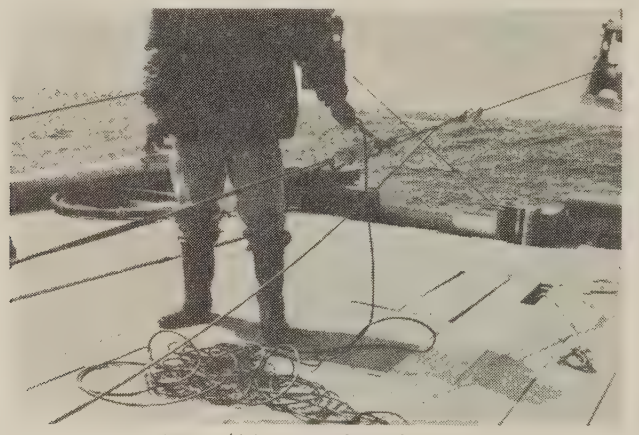


図9 船上でワープの張力測定中
Warp tension meter

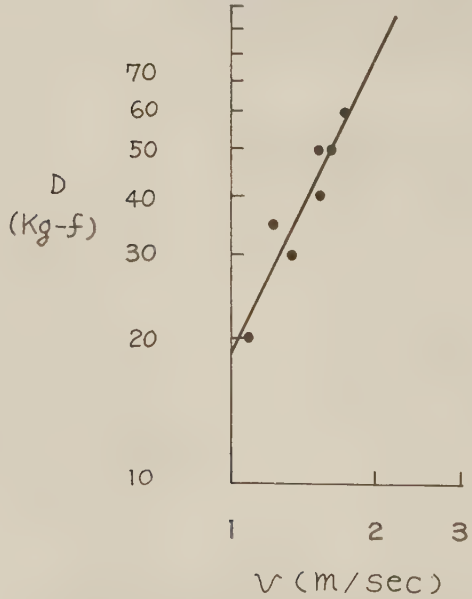


図10 曳網速度 v(m/sec) とオッターボードの抵抗 D(kg) の関係
Relation between towing speed v (m/sec) and drag force of the board D (kg-f)

表2　オッターボードの展開力測定結果

sheer force of the Süberkrüb type trawl boards

実験時海況	主機 r.p.m	cpp 翼角	水深 (m)	ワープ長さ (m)	底質	曳網速度 v(m/sec)	ワープ張力 右 (kg)	ワープ張力 左 (kg)	ワープ張力 平均 T_1 (kg)	オッターボード展開距離 (m)	θ_1 (度)	β (度)	手綱の張力 右 (kg)	手綱の張力 左 (kg)	手綱の張力 平均 T_2 (kg)	展開力 L_0 (kg)	展開力係数 C_L
平穏追い風	2000	5	20	100	砂泥	1.29	285	325	305	17.6	5.1	9.0	183	274	229	63	1.29
〃	2000	6	20	100	〃	1.39	315	350	333	17.8	5.1	9.1	220	289	255	70	1.23
〃	2000	7	20	100	〃	1.54	390	440	415	18.4	5.3	9.4	276	384	330	92	1.32
〃	2000	8	20	100	〃	1.80	420	485	453	19.0	5.45	9.7	314	418	366	105	1.11
平穏向い風	2000	5	20	100	〃	1.03	230	215	223	17.0	4.9	8.7	182	160	171	45	1.44
〃	2000	6	20	100	〃	1.29	285	320	303	17.4	5.0	8.9	244	258	251	65	1.33
〃	2000	7	20	100	〃	1.62	355	415	385	18.6	5.3	9.5	340	362	351	94	1.21
〃	2000	8	20	100	〃	1.78	410	450	430	17.6	5.0	9.0	365	384	375	96	1.03
															平均		1.24

備考　展開力係数C_Lについては

$$C_L=\frac{L_0}{\frac{1}{2}\rho s v^2}$$

として算出した

ただし，L_0はオッターボードの展開力 (kg)
ρは海水の密度 (105kg·sec²/m⁴)
sはオッターボード面積 (m²)
vは曳網速度 (m/sec)

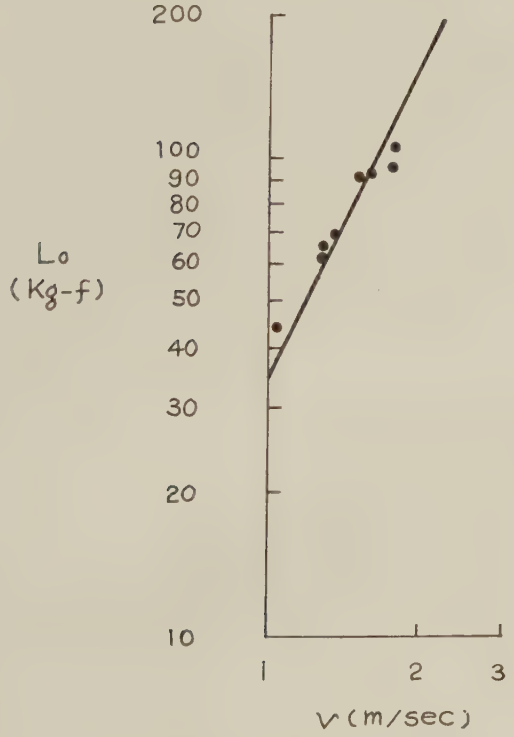


図11　曳網速度 v(m/sec) とオッターボードの展開力 L_0(kg) との関係

Relation between towing speed v (m/sec) and sheer force of the board Lo (kg-f)

$$D=\frac{1}{2}C_D\ \rho\ sv^2 \quad \cdots\cdots(6)$$

であらわし，抵抗係数C_Dを求めると，C_Dは近似的に約0.65位と得られる。ただし，ρは海水の密度で105(kg·sec²/m⁴)Sはオッターボードの面積(m²)，vは曳網速度(m/sec)とする。

4.2　オッターボードの展開力

測定結果から(2)式および(3)式によりθ_1，βを算出し，(4)式よりオッターボードの展開力L_0(kg)を算出すると，表2のごとく得られる。

すなわち，曳網速度v(m/sec)と展開力L_0(kg)の関係を対数グラフ上にプロットすると，図11のごとくなり，展開力L_0は，ほぼvの2乗に比例し，近似的に

$$L_0=kv^2 \quad \cdots\cdots(7)$$

であらわされることがわかる。よってオッターボードの展開力L_0(kg)を

$$L_0=\frac{1}{2}C_L\ \rho\ sv^2 \quad \cdots\cdots(8)$$

であらわし，展開力係数C_Lを求めるとC_Lは近似的に約1.2位と得られる。ただし，ρは海水の密度で105 (kg·sec²/m⁴) sはオッターボードの面積 (m²)，vは曳網速度 (m/

sec) とする。

小山[6] は大型トロールについて本実験に使用したオッターボードとほぼ同型のものについて展開力係数を算出し，海底底質砂泥の場合は約1.17と報告している。本実験の場合は約 1.2 であるからほぼ同じ位の値とみることができ，図1～2に示すオッターボードの展開力係数は近似的に約1.2位と推定される。

5. 要　　約

図1～2に示す縦型湾曲単板オッターボード (SÜBERKRÜB[7] タイプ) について海底の摩擦抵抗 (底質砂泥) も含めたオッターボードの抵抗および展開力について調べた。

その結果，抵抗係数C_Dは約0.65，展開力係数C_Lは約1.2と得られた (なお，実験時におけるオッターボードの迎角は模型実験によると27～28度と推定される)．

参 考 文 献

1) Shärfe, J: Experiments to decrease the towing resistance of trawl gear, Modern Fishing Gear of the World 1. 1959

2) Baranov F: Theory and design of fishing gear, pishchepromizdat, Moscow Russian (1948)

3) Ben-Yami, M: Study of the mediterranean otter boards, proc, techn. pap. gen. Fish. coun. Medit (7). 1963

4) Blestkind, V: Effect of ground on the hydrodynamic coefficients of trawl boards. Ryb. knoz 39 (8). Russian 1963

5) 高山重嶺・小山武夫：トロールに関する研究-V，トロール網の袖網間隔を測定する装置及びその計算式について，東海水研報，第31号，1961

6) 小山武夫：船尾トロールについての実験的考察，東海水研報，第77号，1974

7) Süberkrüb, F: Otter boards for pelagic trawling, Modern Fishing Gear of the World 1. 1959

Drag and Sheer of the Süberkrüb Type Trawl Boards

By

Takeo KOYAMA・Takao KUDŌ and Osamu ŌBA

Summary

The trawl boards are of the common type used in Japanese bottom trawling. They were developed from the pelagic cambered trawl board designed by Dr. Süberkrüb of Germany. This Japanesse trawl board (Figs. 1–2) has a wide shoe plate. In order to ensure stable performance during towing it is so designed that the centre of gravity is at about 30 percent of the total height from the lower edge in the air and about 23 percent in the water. The angle of attack is about 27–28 degrees.

An experiment of this trawl board was carried out by the Taka-Maru (small stern trawler, 50 gross tons, main engine 230 ps) in the coastal waters of Japan. The results were as follows.

1) The drag force of trawl board (Süberkrüb type), D (kg-f) is obtained as follows

$$D=1/2C_DV^2S\rho$$

Where S: Area of an trawl board (m^2)

ρ: Density of sea water (105 $kg\cdot sec^2/m^4$)

V: Towing speed (m/sec)

C_D: Drag coefficient

Then C_D of the trawl board used for the experiment is approximately 0.65 in case of sand mud bottom (the angle of attack is about 27–28 degrees).

2) The sheer force of trawl board (Süberkrüb type), L (kg-f) is obtained as follows

$$L=1/2\ C_LV^2S\rho$$

Where S: Area of an trawl board (m^2)

ρ: Density of sea water (105 $kg\cdot sec^2/m^4$)

V: Towing speed (m/sec)

C_L: Sheer coefficient

And C_L of the trawl bloard used for the experiment is approximately 1.2 in case of sand mud bottom (the angle of attack is about 27–28 degrees).

水工研報告2
1981 pp.105～112

網地応力と脚応力分布測定機の開発とその試験結果

下崎　吉矩*・大沢　要一*

目　　次

1. 網地応力測定機
1.1 本測定機仕様の特徴……105
1.2 本測定機の構成ならびに機能の概要……107
2. 網地の応力・伸度測定 ……110
2.1 測定の目的……110
2.2 試験材料および方法……110
2.3 測定結果……111
3. 結　語 ……111

緒　　言

網漁具の設計に当って，これに用いる網地の選択・配置は最も重大な仕事であるが，特にその網地の必要応力ならびに伸度の決定はその漁具の有用性を左右するものであり，このためにはそれに充分対応出来る評価をもつ網地が用意されなければならない。

ところで，網地の応力，伸度などの材料学的特性については，従来適切な測定方法が確立されておらず，主としてそのトワインの応力，伸度で貫通式無結節網の，トワインでつくった1節の結節によって結節網の応力，伸度を推定し，網地の強弱に対する相対的な評価を得ることしか出来なかった。JIS L 1043-1958号などによる実験方法では，特定の目幅の網地を帯状にして（縮結を10割とした状態で），その拡がりのない方の両端に張力を加える測定方法が規定されているが，この方法では，一般の操業状態におけるような，網目に開きのある場合の特性については，定量的な評価を得ることが出来ないし，非クランプ部の網目がフリーになっていることが実際の漁具中の網地特性の評価と相違しないかどうかについても疑問が残る。そして貫通式無結節網の測定については特段に困難性が高い。

これらの問題に対処するために，網地の種々多様な展開状態における応力の測定が可能で，かつその破断の機構が解明されるのに必要な脚応力の測定が行なえるような測定機を発案製作し，これを試すためにこの試験機による網地の応力，伸度の測定試験を行なった。

この測定機の製作に当って御協力をいただいた吉田製作所の石原氏ならびに S.T. 研究所の佐々木氏に深謝します。

1. 網地応力測定機

1.1 本測定機仕様の特徴

この測定機は，所定の網目角に保持されて展開された

表1　網地応力測定機荷重装置の仕様概要
Rough Specifications of the loading equipmet of the tensile measuring machine for webbings.

実験材料	網地，　最大幅800mm
実験範囲	最大荷重 2000kgw，最大ストローク：水平フック間300mmで1,300mm，速度：4段変速；600，400，300，200mm/min
動力	モーター：3φ，200V，750W，4P；1台
実験標本取付具	(A)　平面取付具；標本網地取付最大幅800mm，フック；幅6mm，最大応力20kgw（傾斜レバー取付，片側最大200mm） (B)　リング型取付具（図4，㉔）中心直径；600φ，450φ，300φ；フック；幅6mm，最大応力20kgw（傾斜レバー取付，片側最大200mm）
荷重変換器	圧縮圧 2000kgw 用2台，和算函，チェックボックス，リード線全長10m
電源	3相，200V，50Hz

* 漁業生産工学部

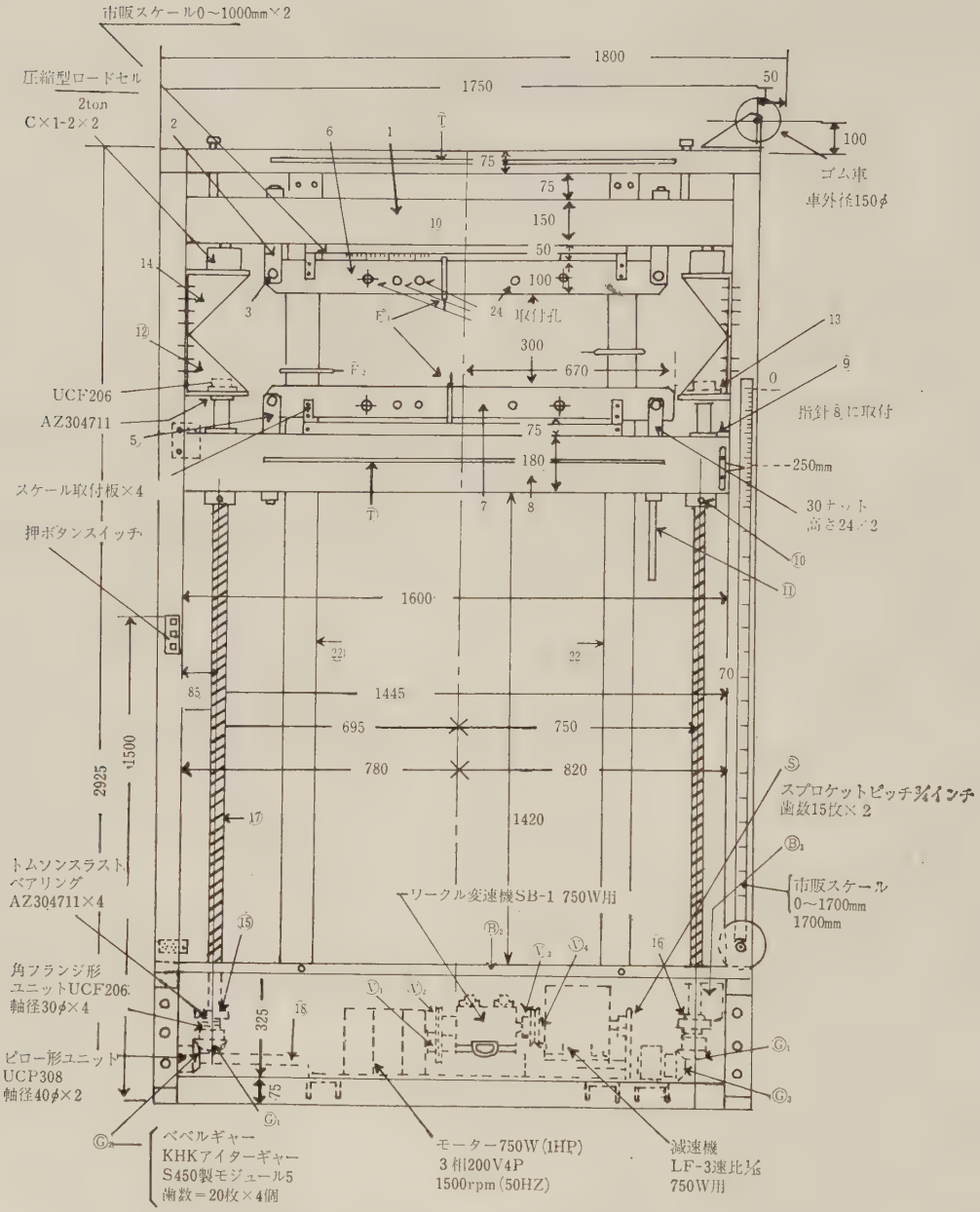


図1（A） 網地応力測定機荷重装置（正面図）

Drawing of the loading equipment of the tensile stress measuring instrument for webbings (front view).

図番記号	各部名称及び機能	図番記号	各部名称及び機能
①加圧プレート（ロードセルへ荷重による圧力を加える）		⑨ メネジ	
② ⑥の取付軸棒		⑩ ナット（⑨固定用）	
③ ②と⑥の取付ピン		⑪ ネジ棒（⑦を押上げ傾斜を与える）	
④ 圧縮型ロードセル		⑫ スクリュウ⑰受軸固定台	
⑤ ⑦の取付軸棒		⑬ 同 上	
⑥ フックセッティングバー		⑭ ロードセル固定台	
⑦ フックセッティングバー		⑮ スクリュウ⑰軸受	
⑧ クロスヘッド		Ⓒ$_1$, Ⓒ$_2$, Ⓒ$_3$ ベベルギア	

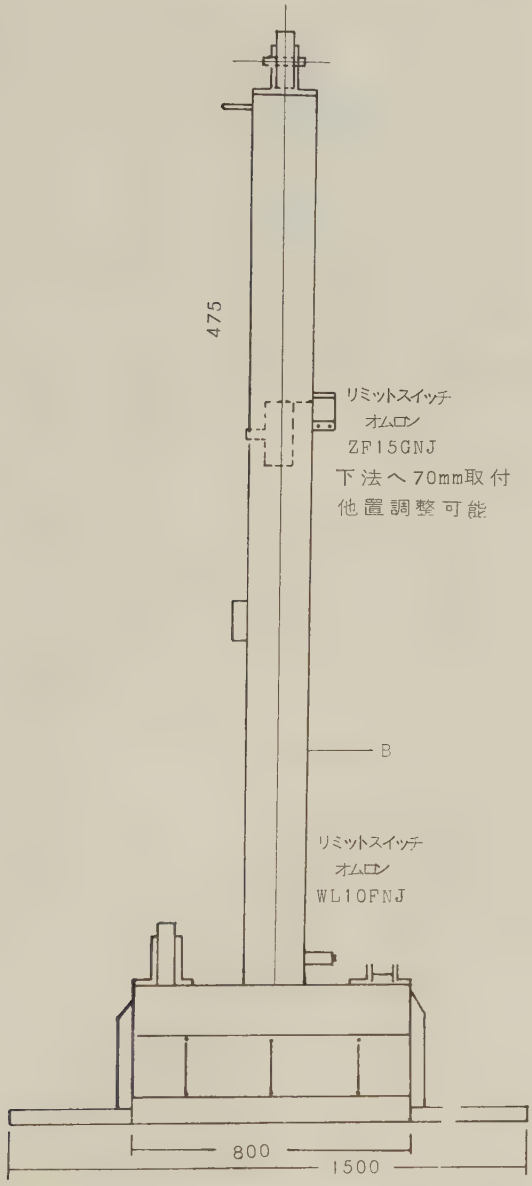


図1(B) 網地応力測定機荷重装置(側面図)
Drawing of the loading equipment or the tensile stress measuring instrumet for webbings (side view).

図番記号	各部名称及び機能	図番記号	各部名称及び機能
⑯	スクリュウ軸受	Ⓣ	リード線掛(センサーのリード線が絡まないように整理して掛けておく)
⑰	スクリュウ(クロスヘッド駆動用)	Ⓢ	スプロケット
⑱	動力伝導シャフト	Ⓑ	ゲート
⑲	ローラー(本体運搬時に用いる)	$Ⓑ_1$	ベアリング支持台
⑳	固定用金具荷台	$Ⓑ_2$	横フック取付盤固定アングル
㉑	ローラー固定用金具	$Ⓥ_1$	モーターブーリー
㉒	横フック取付盤	$Ⓥ_2$, $Ⓥ_3$	伝導ブーリー
$Ⓕ_1$, $Ⓕ_2$, $Ⓕ_3$	標本網地保持用フック(Fig. 3a, 3b, 3c 参照)	$Ⓥ_4$	減速機ブーリー

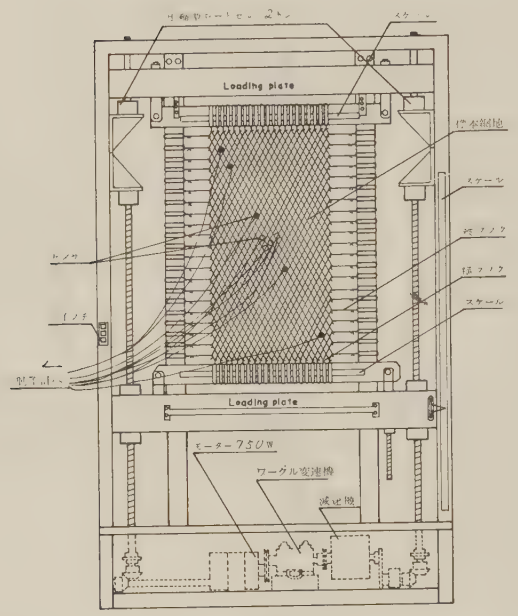


図2 測定機への標本網地および小型張力計の取付例
Sample webbing and transducer fitted to the loading equipment of the instrument.

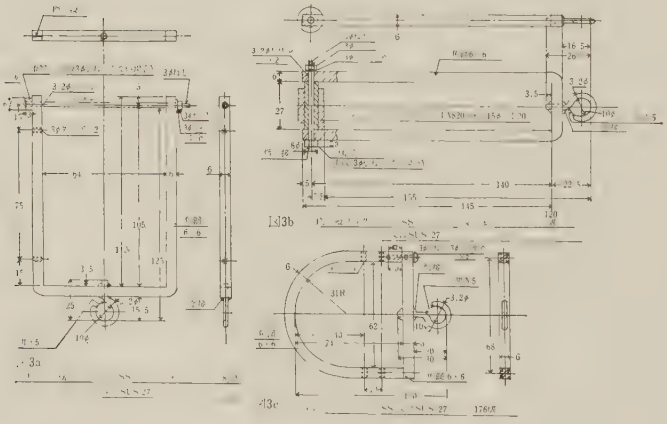


図3 標本網地取付用フック（製作図）
図3a 図1(A)の F_1
図3b 図1(A)の F_2
図3c 表1，図4のリング型取付具用 フック
Hooks for setting the sample net to the instrument.
Fig. 3a: Hook shown as F_1 in Fig. 1 (A)
Fig. 3b: Hook shown as F_2 in Fig. 1 (A)
Fig. 3c: Hook used with a ring type net fitting arm (Fig. 4) for the conical shape of webbings

網に張力を与えるとき，その応力とそれに対応する伸度とを同時に測定すると共に，所定の脚糸に生ずる応力をも同時に測定せんとするものである。

本機は網地に張力を与える荷重部と，荷重によって生じた網地全体の応力と網目の各脚系の応力とをそれぞれ別々に検出記録する部とに大別されており，その概略仕様は表1および表2に示すとおりである。本機の最大の特徴は，(1) 任意の網目角にセットされた網地の応力が網地の荷重中の伸度に対応してとり出せること，(2) 網地の荷重中における脚糸の応力を随時検出できるので，その分布を検べることにより破網機構の解明が可能となること，(3) 網地への荷重は方形サンプルのみならず，網目数，網長に関し非対称，不定形のサンプルについての測定，ならびに紡錘形サンプルについても測定が可能であることなどである。

表2　応力測定系の仕様概要
Outline of the tensile stress determination system.

機　器	仕　様	
張力計	容量	15kgw
	定格出力	1000×10^{-6}ストレイン
	過負荷	150%FS
	ブリッジ電圧	3 V(MAX)
	非直線性	1 % FS
	入力抵抗	120 Ω
	外形寸法	18φ×17mm
	重さ	30gw
	コード長さ	10m
動歪計	測定点数	6 点
	使用ゲージ	60〜1000Ω
	出力	± 4 V
	電源	DC12V
	外形寸法	364×238×145mm
	重さ	10.5kgw
切換スイッチボックス（動歪計用）	測定点数	30点最大
	歪ゲージ	60〜2000Ω 2 枚ゲージ
	外形寸法	400×120×300mm
	重さ	2.5kgw
自動平衡型記録計	チャンネル数	6
	記録振幅	250mm
	入力電圧レベル	10mV〜 2 VFS
	直線性	±0.3%
	応答速度	0.5sec/FS
	記録紙送り速さ	300，600，1200min
	電源	AC100V，50Hz
	外形寸法	442×545×296mm
パワーユニット	電源	AC100V，0.2A
	外形	205×132×115mm
	重さ	3 kgw

1.2 本測定機の構成ならびに機能の概要

本測定機は標本網地の引張機構とその駆動部ならびに応力検出部よりなる測定機本体と，本体のロードセルおよび網地脚糸に取りつけたセンサーよりの検出信号を受けてそれら応力ならびに伸びの測定値を記録するための装置とから構成される。前者の仕様概要は表1に，後者のはそれ表2に示した通りで，これによって以下に本測定機の構造と機能の概略を説明する。

図1は測定機本体の製作図面でるあ。標本網地は⑥，⑦，㉒のフックセッティングバーにセットされてあるフックF_1，F_2などにより図2に示すように取付けられる。F_1，F_2はそれぞれ図3a，3bに示される構造で，F_2は標本網地が荷重を受けて伸びるとき，その伸びに対応してフックが円滑に下降することが出来るように㉒の外側に接する部分にベアリングを内蔵するローラーを持っている。各フックの構造は図3に示す。電動機，変速機，減速機をつうじ，⑰を回転させクロスヘッド⑧を上下に移動させるが，標本をとりつけたとき，⑧を下降させると，その張力で加圧プレート①が押し下げられる。このときゲートの上部両側の⑭の台上に設置された2個の圧縮型ロードセルに圧力が加えられる。和算器をとうし，これを動歪計に導きペン書きレコーダーによってその大きさが記録される。紡錘形の網地の測定は図4に示すリングを図1の⑥と⑦の中央部にあけられている孔をとうしてとりつけ，これに図3cのフックをとうして網地をセットして行なう。

網目脚糸の応力測定は，図5に示す張力計の3点ローラーに脚糸をとおし，網地に荷重するときに同時にその応力を測定する。張力の自動記録には網地の全応力に1チャンネル，脚糸応力用に5チャンネルを使用し，その

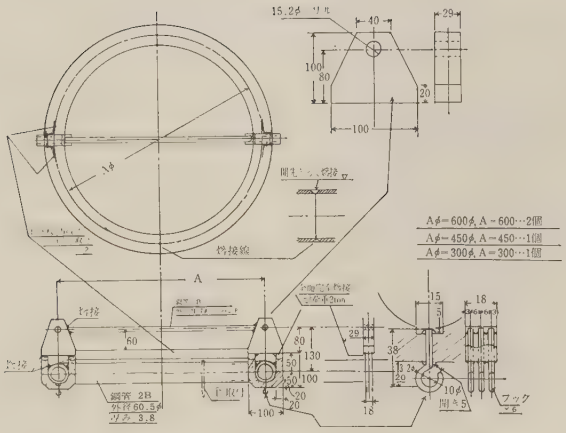


図4　リング型標本網地取付具（製作図）
Ring type of sample net fitting arm fitted to ㉔ in Fig. 1 (A) for conical shape of webbings. Hooks shown in Fig. 3 c are fitted to the arm, and the sample webbing is set up to the hooks.

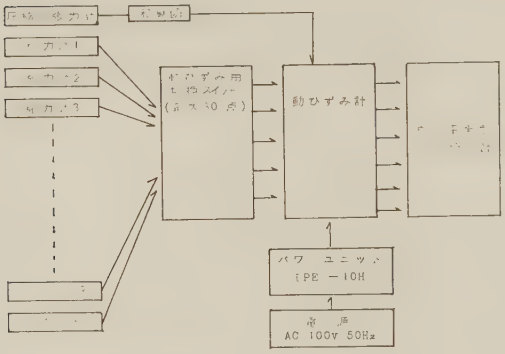


図6　本測定機測定系のブロックダイヤグラム
Block diagram of the measuring instrument system.

他の張力計の張力は切換スイッチによって測定する。測定系による応力の検出機構を図6のブロックダイヤグラムによって示しておく。

網地の伸びはゲートⒷにとりつけたスケールと，クロスヘッドにとりつけた指針とによって読取ることが出来るが，チャートから求めることも出来る。クロスヘッドの下降速度は，電動機に連絡した変速機，減速機により，表1に示すような4段に変速できる。

2.　網地の応力・伸度測定結果

2.1　目的

開発試作した測定装置の機能を試すために，本装置に

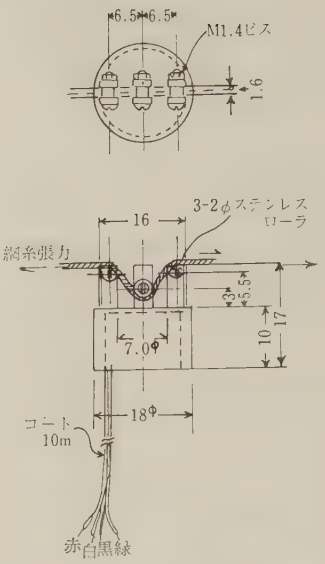


図5　網地脚糸応力測定用小型張力計
Drawing of a trasducer for load measurment on the bar of sample webbings

よる網地応力並びに伸度の測定試験を行なった。

2.2　試験材料及び方法

この試験に使用した網地は，ナイロン210D，15本，8節およびポリエステル250D，15本，8節の蛙又結節盖地である。

縦目数，横目数共に21目づつに切りとった網地を図2に示すように，測定機本体のフックにセットし，30cm/min の定速で荷重し，網地が破断すまでの応力ならびに伸度を測定した。また図2に示されるように数点の小型張力計を網地の5ケ所の目の脚糸に装着し，同時にそれら脚糸の応力の測定も行なった。なお，このテストにおける網地の縮結は0.06～0.82であった。

今回の試験では，切換ボックスは使用せず，6チャンネルの動歪計と記録計を使用し，その中の1チャンネルで網地全体の応力を測定し，残りの5チャンネルは網地の5ケ所の脚糸の応力測定を行なった。なお，測定時の室温は18℃であった。

2.3　測　定　結　果

試験結果の一例を図7に示す。図7は1枚の標本網地が張力を受けて破断に至るまでの，圧縮型ロードセルと5ケ所に配置した張力計が測定した網地全体と各脚糸の応力の記録である。

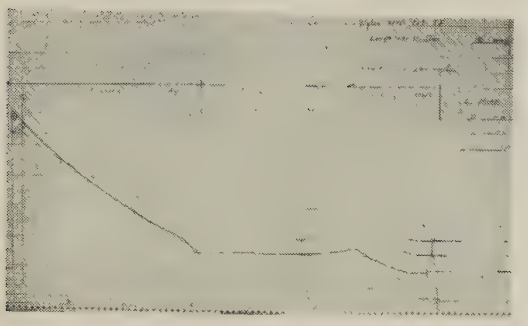


図7　網地ならびに網脚糸応力の測定記録例

④,⑤,⑥,⑦,⑧：図2に示す張力計の上から下へ順につけられた各張力計が示した記録
破断点に丸入り数字のない記録：網地全体のロードセルが示す記録

Illustration of the record in an experiment. The lowest line showes the tension on the whole webbing and the others on each bar.

図中網地の破断点付近に丸入りの数字をつけ，網地標本毎のセンサーからの増幅記録を区別したが，これらは総て脚応力の測定用でこれら丸入り数字の記入のない1つの線は網地全体の応力を表わすものである。網全体の応力はフルスケール10目盛で1000kgwであるから，この図の目盛が示す破断応力は260kgwである。

脚糸応力の測定の④，⑤，⑥，⑦，⑧番はそれぞれ図2で上から順に下へ向けて配置された張力計の番号を示すものであるが，④，⑤，⑥，⑦，⑧番は1,000μ4目盛にとっており，⑧番のみは1,000μが8目盛にとってある。それぞれのキャリブレーションカーブの値から，脚糸応力を換算すると，およそ6～7kgwの値が得られた。網地全体の破断応力260kgwとの関係から，ほぼ妥当な値が得られているものと考えられる。図中，一旦応力が増大してから約30秒間水平状態となっているのがみられるが，これは初期荷重を加えた後一旦加重を休止して，脚糸張力計のローラーと脚糸の関係が正常になっているかどうか，或いは縁の網目がフックに完全に適合しているかどうかなどの検査を行なった際に表われた応力緩和の現象である。

網地全体の破断力測定試験の結果の一例を図に示す。これによると網地の破断応力は，縮結が大きくて網目角の大きさが小さいときが最も強く，縮結が小さく網目の開きが大きくなるにつれ，著しく弱くなり，この試験の縮結の差の範囲内で破断応力の差は30%にも達する傾向がある。また，伸度については，この逆で縮結の小さい場合に伸度が著しく大きい傾向がみられる。

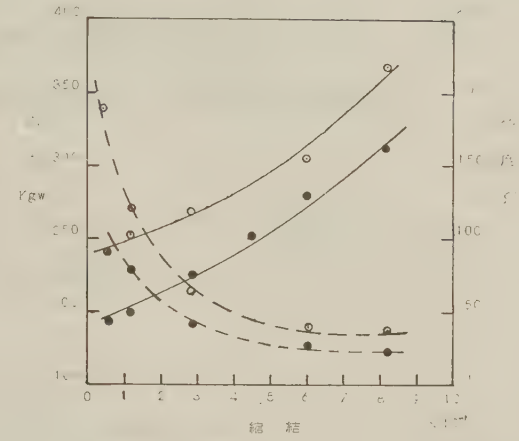


図8　本機による破断応力ならびに伸度の縮結別測定結果の例

⊙：ナイロン蛙又網地，5×3本，8節，21×21目，横目引き
●：ポリエステル蛙又網地，5×3本，8節，21×21目，横目引き
——：破断応力
- --：伸度

Illustration of the resulted determination on the breaking stress and elongation of the sample webbings hanged up with various ratioes by the measuring instrument.
⊙: nylon trawler knot webbing, 210D 5×3, 8 fushi, 21×21 mesh
●: polyester trawler knot webbing, 5×3, 8 fushi, 21×21 mesh
——: breaking stress
----: elongation

ナイロン蛙又網とポリエステル蛙又網についてそれらのそれぞれの場合に，測定値に若干の差異があるが，縮結と破断応力ならびに伸度との関係については，全く同様な傾向を示していることが知られる。

3. 結　　語

今度開発試作した網地応力測定機による網地の応力測定試験の結果は，平面網地の応力測定に関してほぼ所期の目的を達成しうる能力をもつものであることを示したものと考えられる。

リング型取付具を用いた円筒型ないしは紡錘形の網地の試験を今後において実施し，その測定の可能性についての検討は以後に報告したい。

また，今回行なった網地応力，伸度等の実験の詳細については別の機会にゆずりたい。

On the Experimental Machine Devised for Determination in Breaking Stress of Webbings and the Result Tested

By

Yoshinori SHIMOZAKI and Yōichi ŌSAWA

Summary

The authors devised and made build an experimental machine so that we might determine the stress and the elongation of the webbings which were spreaded with constant size of mesh angles, and measure each stress of a bar of the meshes of a webbing using small sensores attached to the bars.

We carried out successfully the measurments on the breaking stress of webbings and the stress in the bars for the test of the experimental machine. And the result showed that the breaking stress of webbings reduced with increase in hanging ratio of webbings and the elongation increased with the growth in hanging ratio.

水産工学研究所の機構及び所在地

所長	茨城県鹿島郡波崎町海老台	電話04794(4)4961
庶務課	同上	同上
水産土木工学部	同上	同上
漁船工学部	東京都中央区勝どき 5-5-1	03(531)7741
漁業生産工学部	同上	03(533)2944
勝どき庶務分室	同上	同上

ORGANIZATION OF NATIONAL RESEARCH INSTITUTE OF FISHERIES ENGINEERING FISHERIES AGENCY

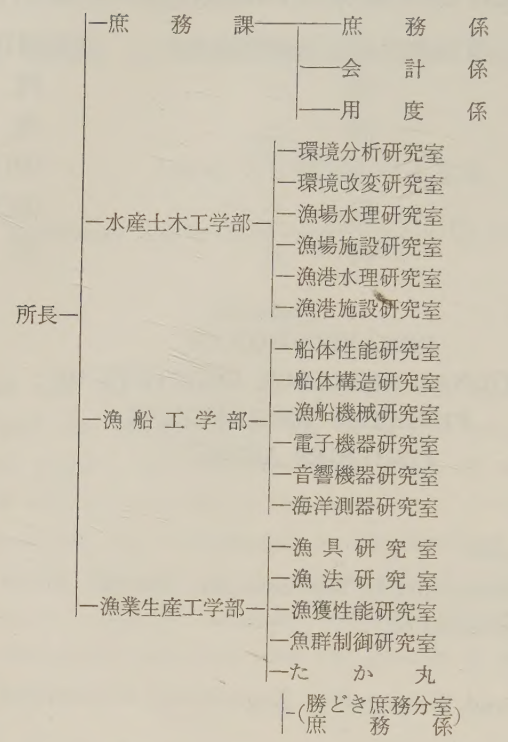
Director General
Ebidai, Hasaki-machi Kashima-gun, Ibaraki, Japan
General Administration
do.
Aquaculture and Fishing Port Engineering Department
do.
Fishing Boat and Instrument Department
5-1, Kachidoki 5-chome, Chuo-ku, Tokyo, Japan
Fishing Gear and Methods Department
do.
General Administration Kachidoki Branch
do.

水産工学研究所報告　第2号

昭和56年3月10日印刷
昭和56年3月20日発行

水産庁　水産工学研究所
茨城県鹿島郡波崎町海老台（郵便番号314-04）
発行者　土屋　孟
印刷所　統計印刷工業株式会社
印刷者　輿石　博

水産工学研究所組織図



NATIONAL RESEARCH INSTITUTE OF FISHERIES ENGINEERING

Director General
- General Administration
- Aquaculture and Fishing Port Engineering Department
  - Environment of Fishing and Harvesting Ground Laboratory
  - Improvement of Fishing and Harvesting Ground Laboratory
  - Hydraulics on Aquaculture Laboratory
  - Facilities for Aquaculture Laboratory
  - Hydraulics on Fishing Port Laboratory
  - Facilities for Fishing Port Laboratory
- Fishing Boat and Instrument Department
  - Ship Performance Laboratory
  - Hull Construction Laboratory
  - Engine and Machinery Laboratory
  - Ocean Electronics Laboratory
  - Underwater Acoustics Laboratory
  - Oceanographic Instrument Laboratory
- Fishing Gear and Methods Department
  - Fishing Gear Laboratory
  - Fishing Methods Laboratory
  - Analysis of Gear and Methods Laboratory
  - Fish Behaviour Control Laboratory